



UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID

## **TESIS DOCTORAL**

# **Modelo teórico y validación experimental de una bomba de calor de expansión directa con asistencia solar: eficiencia energética**

**Aplicación a calefacción y ACS**

**Autor:**

**Amancio Moreno Rodríguez**

**Directores:**

**Dr. Marcelo Izquierdo Millán**

**Dr. Néstor García Hernando**

**DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA TÉRMICA Y DE FLUIDOS  
UNIDAD ASOCIADA DE INGENIERÍA DE SISTEMAS ENERGÉTICOS UCIIM/CSIC**

**Leganés, septiembre de 2013**



# TESIS DOCTORAL

## **Modelo teórico y validación experimental de una bomba de calor de expansión directa con asistencia solar: eficiencia energética** Aplicación a calefacción y ACS

Autor: Amancio Moreno Rodríguez  
Directores: Dr. Marcelo Izquierdo Millán  
Dr. Néstor García Hernando

Firma del Tribunal Calificador:

Presidente: Francisco Javier Rey Martínez

Firma

Vocal: Ignacio Carvajal Mariscal

Secretaria: María del Carmen Venegas Bernal

Suplente: Antonio Mortal

Calificación:

Leganés, septiembre de 2013



# ÍNDICE

<b>Lista de figuras .....</b>	<b>ix</b>
<b>Lista de tablas .....</b>	<b>xiii</b>
<b>Agradecimientos.....</b>	<b>xv</b>
<b>Resumen (abstract) .....</b>	<b>xix</b>
<b>Nomenclatura .....</b>	<b>xxiii</b>
 <b>Capítulos:</b>	
<b>1 Justificación y objetivos. Introducción .....</b>	<b>1</b>
<b>1.1 Justificación y objetivos .....</b>	<b>2</b>
<b>1.2 Introducción .....</b>	<b>4</b>
1.2.1 Demanda energética en Europa .....	6
1.2.2 Demanda energética en el sector residencial ...	8
1.2.3 Análisis de la demanda en la Comunidad de Madrid .....	12
<b>1.3 Conclusiones .....</b>	<b>13</b>
<b>1.4 Bibliografía .....</b>	<b>14</b>
<b>2 Estado del arte .....</b>	<b>15</b>
<b>2.1 Introducción a la tecnología de bombas de calor .....</b>	<b>16</b>
<b>2.2 Configuraciones de la bomba de calor .....</b>	<b>26</b>
2.2.1 GHP (Bomba de calor geotérmica) .....	28
2.2.2 SAHP (Bomba de calor con asistencia solar) ...	29
2.2.3 DXSAHP (Bomba de calor de expansión directa con asistencia solar) .....	30
<b>2.3 Revisión bibliográfica de equipos DXSAHP y estado actual de la tecnología .....</b>	<b>32</b>
<b>2.4 Bibliografía .....</b>	<b>39</b>

<b>3</b>	<b>Modelo teórico .....</b>	<b>43</b>
	<b>3.1 Modelización .....</b>	<b>44</b>
	<b>3.2 Ciclo de compresión mecánica .....</b>	<b>44</b>
	<b>3.3 Colector .....</b>	<b>48</b>
	<b>3.4 Aplicaciones del modelo teórico: calefacción y ACS .....</b>	<b>62</b>
	<b>3.5 Resultados del modelo .....</b>	<b>64</b>
	3.5.1 Resultados del modelo a temperatura de condensación constante .....	66
	3.5.2 Resultados del modelo a temperatura de condensación variable .....	68
	<b>3.6 Conclusiones del modelo .....</b>	<b>70</b>
	<b>3.7 Bibliografía .....</b>	<b>71</b>
<b>4</b>	<b>Análisis experimental aplicado a calefacción .....</b>	<b>73</b>
	<b>4.1 Introducción .....</b>	<b>74</b>
	<b>4.2 Demanda térmica .....</b>	<b>74</b>
	<b>4.3 Descripción del prototipo .....</b>	<b>76</b>
	<b>4.4 Monitorización .....</b>	<b>80</b>
	<b>4.5 Análisis experimental del primer prototipo y propuestas de mejora .....</b>	<b>82</b>
	4.5.1 Análisis de los resultados experimentales .....	83
	4.5.1.1 <i>Día soleado (12/02/2009).....</i>	85
	4.5.1.2 <i>Día nublado y con los colectores cubiertos de nieve (2/2/2009).....</i>	86
	4.5.1.3 <i>Estudio del recalentamiento...</i>	88
	4.5.2 Conclusiones y propuestas de mejora .	89
	<b>4.6 Análisis experimental del nuevo prototipo .....</b>	<b>90</b>
	4.6.1 Demanda térmica en días característicos y estacional .....	90
	4.6.2 Término de arrastre .....	92
	4.6.3 Análisis de los resultados experimentales en días característicos y estacional .....	93
	4.6.3.1 <i>Día soleado con temperaturas medias (14/03/2010).....</i>	95
	4.6.3.2 <i>Día con nubes y temperaturas bajas (26/01/2010).....</i>	97
	4.6.3.3 <i>Día con los colectores cubiertos de nieve (11/01/2010).....</i>	98

	4.6.3.4 <i>Día soleado con temperaturas altas (6/04/2010)</i> .....	100
	4.6.3.5 <i>Estacionales</i> .....	101
	4.6.4 Cálculo de incertidumbre .....	102
	<b>4.7 Comparación con los resultado del modelo</b> .....	103
	<b>4.8 Conclusiones</b> .....	105
	<b>4.8 Bibliografía</b> .....	107
<b>5</b>	<b>Análisis experimental aplicado a ACS</b> .....	109
	<b>5.1 Introducción</b> .....	110
	<b>5.2 Descripción del prototipo</b> .....	110
	<b>5.3 Demanda térmica</b> .....	111
	<b>5.4 Análisis de los resultados experimentales</b> .....	111
	5.4.1 Día frío y poco soleado (7/12/2009)....	113
	5.4.2 Día templado y soleado (6/05/2010) ...	116
	5.4.3 Día caluroso y soleado (28/08/2010)..	118
	5.4.4 Noche de verano (31/08/2010) .....	118
	5.4.5 De todo el año .....	120
	<b>5.5 Comparación con los resultados del modelo</b> .....	121
	<b>5.6 Conclusiones</b> .....	123
	<b>5.7 Bibliografía</b> .....	124
<b>6</b>	<b>Conclusiones</b> .....	125
	<b>6.1 Conclusiones (conclusions)</b> .....	126
	<b>6.2 Contribuciones</b> .....	132
	<b>6.3 Trabajos futuros</b> .....	132
<b>7</b>	<b>Anexos</b> .....	133
	<b>AI Instrumentación</b> .....	134
	AI.1 Equipo de adquisición de datos.....	134
	AI.2 Sondas de temperatura.....	135
	AI.3 Caudalímetro de agua.....	136
	AI.4 Captadores de presión.....	137
	AI.5 Transductor de potencia.....	138
	AI.6 Anemómetro.....	138
	AI.7 Termostato.....	138
	<b>AII Regulación del caudal de refrigerante</b> .....	139





# Lista de Figuras

## Capítulo 1

**Figura 1.1** Colectores nevados en la instalación exterior.

**Figura 1.2** Localización de la instalación

**Figura 1.3** Producción de energía primaria en la UE-25 (datos de la Comisión Europea).

**Figura 1.4** Consumo de energía primaria en la UE-25 (datos de la Comisión Europea).

**Figura 1.5** Evolución de la producción de energía primaria en la UE-25 entre 2000 y 2030 (datos de la Comisión Europea).

**Figura 1.6** Evolución del consumo de energía primaria en la UE-25 entre 2000 y 2030 (datos de la Comisión Europea).

**Figura 1.7** Origen de la electricidad generada en la UE-25 (datos de la Comisión Europea).

**Figura 1.8** Demanda final por sector en la UE-25 (datos de la Comisión Europea).

**Figura 1.9** Estructura de consumo según usos energéticos en España.

**Figura 1.10** Estructura de consumo según fuentes de energía en España.

**Figura 1.11** Distribución territorial de las zonas climáticas en España.

**Figura 1.12** Sistemas de calefacción por zona climática.

**Figura 1.13** Sistemas de ACS por zona climática.

## Capítulo 2

**Figura 2.1** Ciclo térmico en modo bomba de calor

**Figura 2.2** Esquema básico de un ciclo frigorífico.

**Figura 2.3** Recta de carga y potencia térmica.

**Figura 2.4** Coeficiente de eficiencia frente al índice de carga.

**Figura 2.5** Esquema básico de una bomba de calor geotérmica.

**Figura 2.6** Esquema básico de una bomba de calor con asistencia solar.

**Figura 2.7** Campo de colectores solares.

**Figura 2.8** Esquema básico de una bomba de calor de expansión directa con asistencia solar.

**Figura 2.9** Diferentes modelos de colector solar.

**Figura 2.10** Esquema de principio de la máquina de Sushil.

**Figura 2.11** Esquema básico con suelo radiante y tanque de almacenamiento.

### Capítulo 3

**Figura 3.1** Diagrama presión entalpía del ciclo de refrigeración para el R134a

**Figura 3.2** Tubo aleteado del colector expuesto al sol.

**Figura 3.3** Tubo aleteado del colector no expuesto al sol.

**Figura 3.4** Volumen elemental del colector.

**Figura 3.5** Imagen termográfica del colector a  $T_{ev} = -3.5^{\circ}\text{C}$ .

**Figura 3.6** Superficie útil del colector en función de  $T_{ev}$ .

**Figura 3.7** Incremento de temperatura teórica en una sección perpendicular del colector.

**Figura 3.8** Diagrama de flujo del programa del modelo teórico.

**Figura 3.9** Punto de trabajo teórico:  $Q_{out}(T_{out}, R_g, Vw)$  y  $Q_{ev}$ .

**Figura 3.10** Puntos de trabajo teóricos:  $Q_{out}(T_{out}, R_g, Vw)$  y  $Q_{ev}$ .

**Figura 3.11** COP teórico a  $T_{cd}$  constante.

**Figura 3.12** Puntos de trabajo teóricos comparando el efecto del viento.

**Figura 3.13** Puntos de trabajo teóricos comparando el efecto de la radiación.

**Figura 3.14** COP teórico a  $T_{cd}$  variable.

### Capítulo 4

**Figura 4.1** DXSAHP: esquema básico de la instalación aplicada a calefacción.

**Figura 4.2** Prototipo, colector solar.

**Figura 4.3** Prototipo, bomba de calor.

**Figura 4.4.** Control de  $T_{in}$ .

**Figura 4.5** Esquema de la instalación monitorizada.

**Figura 4.6** Sonda de presión y temperatura en un colector.

**Figura 4.7** Sonda de temperatura PT100.

**Figura 4.8** Caudalímetro para agua.

**Figura 4.9** Esquema básico del campo de colectores.

**Figura 4.10a.**  $T_{out}$  y presiones de funcionamiento en día soleado (12/2/2009).

**Figura 4.10b** Potencias y  $COP_{aux-ex}$  en un día soleado (12/2/2009).

**Figura 4.11a**  $T_{out}$  y presiones de funcionamiento en un día con nubes y con nieve (2/2/2009).

**Figura 4.11b** Potencias y  $COP_{aux-ex}$  en un día con nubes y con nieve (2/2/2009).

**Figura 4.12** Demanda térmica diaria.

**Figura 4.13** Demanda térmica estacional.

**Figura 4.14** Temperatura de condensación frente a la de evaporación.

**Figura 4.15** Temperatura exterior de bulbo seco.

**Figura 4.16** Radiación solar.

**Figura 4.17** Velocidad del viento.

**Figura 4.18a** Temperaturas de operación (14/03/2010).

**Figura 4.18b** Escala izquierda: potencia eléctrica absorbida y térmica cedida. Escala derecha: COP (14/03/2010).

**Figura 4.19a** Temperaturas de operación (26/01/2010). Escala derecha: COP (26/01/2010).

**Figura 4.19b** Escala izquierda: potencia eléctrica absorbida y térmica cedida.

**Figura 4.20** Colectores con nieve.

**Figura 4.21a** Temperaturas de operación (11/01/2010).

**Figura 4.21b** Escala izquierda: potencia eléctrica absorbida y térmica cedida. Escala derecha: COP (11/01/2010).

**Figura 4.22a** Temperaturas de operación (6/04/2010).

**Figura 4.22b** Escala izquierda: potencia eléctrica absorbida y térmica cedida. Escala derecha: COP (6/04/2010).

**Figura 4.23** Puntos de trabajo experimentales seleccionados.

**Figura 4.24** COP experimental.

**Figura 4.25** Diagrama de puntos de trabajo teóricos y experimentales para días característicos.

**Figura 4.26** *COP* teórico y experimental.

## **Capítulo 5**

**Figura 5.1** Esquema básico de funcionamiento del sistema DXSAHP.

**Figura 5.2** Consumo de ACS.

**Figura 5.3** Temperatura exterior de bulbo seco.

**Figura 5.4** Radiación global.

**Figura 5.5** Velocidad del viento.

**Figura 5.6a** Temperaturas de operación experimentales (7/12/2009).

**Figura 5.6b** Escala izquierda: potencia eléctrica absorbida y térmica cedida. Escala derecha: *COP* (7/12/2009).

**Figura 5.6c** Detalle del periodo de operación, desde las 9:00 hasta las 12:00 (7/12/2009).

**Figura 5.7a** Temperaturas de operación experimentales (6/5/2010).

**Figura 5.7b** Escala izquierda: potencia eléctrica absorbida y térmica cedida. Escala derecha: *COP* (6/5/2010).

**Figura 5.7c** Detalle del periodo de operación, desde las 10:00 hasta las 11:30 del 6/05/2010.

**Figura 5.8** Escala izquierda: potencia eléctrica absorbida. Escala derecha: temperatura del tanque (28/8/2010).

**Figura 5.9a** Temperaturas de operación experimentales (31/8/2010).

**Figura 5.9b** Escala izquierda: potencia eléctrica absorbida y térmica cedida. Escala derecha: *COP* (31/8/2010).

**Figura 5.10** Puntos de trabajo experimentales.

**Figura 5.11** *COP* experimental.

**Figura 5.12** Puntos de trabajo teóricos y experimentales de los días característicos.

**Figura 5.13** *COP* teórico y experimental.

# Lista de tablas

## Capítulo 1

Tabla 1.1. Estimación del potencial de ahorro de energía por sectores (Comisión Europea EU-25, baseline Scenario and Wuppertal Institute, 2005).....	5
--	---

## Capítulo 4

Tabla 4.1 Especificaciones técnicas y características de los componentes del sistema.....	79
Tabla 4.2 Recalentamiento del vapor de refrigerante en diferente número de colectores.	88
Tabla 4.3 Demanda térmica de los días característicos y estacional.....	91
Tabla 4.4 Datos experimentales de las horas seleccionadas.....	101
Tabla 4.5 Error de precisión en los sensores.....	103
Tabla 4.6 Incertidumbres.....	103

## Capítulo 5

Tabla 5.1 Datos experimentales de días característicos. ....	121
--	-----



## Agradecimientos

Hace unos años surgió la posibilidad de hacer uno de los proyectos de investigación que para mí, podría considerar más interesantes en el campo de lo que hasta entonces había sido mi vida profesional.

Debo agradecer a mis tutores, Marcelo Izquierdo y Néstor García, que confiaran en mí para llevarlo adelante.

El trabajo se ha realizado en la Universidad Carlos III de Madrid, en el departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos; también debo agradecer el apoyo que tuve desde el principio de los que han sido sus Jefes de Departamento, Mercedes de Vega y Domingo Santana.

Es difícil saber y valorar a todas las personas que se han cruzado durante estos años en mi vida, y que han hecho su aportación a este trabajo. En el departamento, quisiera que Celia y Antonio Acosta fueran los que extendieran mi gratitud a todos los compañeros que, bien lo saben, se lo merecen. Los compañeros del CSIC son más fáciles de nombrar: Daniel, Arturo, Emilio, Esther, Raquel y Pablo, por el tiempo, trabajo e inquietudes que compartimos. A los que pasaron por el departamento, Alejandro Zacarías.

No siempre una tesis llega a su final. Sin mis tutores no se habría concluido de la misma forma, con unos resultados que considero tan claros. Se lo agradezco una vez más.

A José Miguel Jiménez, Jefe de Departamento de Vacío del CERN, por haber hecho fáciles unos meses de mi vida profesionalmente muy intensos.

Finalmente, y todavía sin saber lo importante que es lo que voy a decir, no puedo dejar de pedir perdón a todas las personas a las que, durante estos años, no he atendido como hubiera debido.

Gracias también a mis amigos y profesores: Jesús Palomar, Raúl Gómez, Jesús Martín y Alberto Esteban. Las tertulias de los viernes nos mantienen vivos en este mundo... Y a Pablo Pérez, Jafet Gutiérrez y Emilio Romero.





*A Rodrigo y a Helena.*



## Resumen

Las bombas de calor son máquinas que transportan el calor desde un ambiente exterior frío, hasta otro interior caliente. Absorben calor del aire, pero no aprovechan la radiación solar. Esta tesis propone una bomba de calor que capta la radiación a través de colectores solares, aumentando la eficiencia energética del sistema. Para conocer el comportamiento de esta máquina en diferentes condiciones exteriores, se ha desarrollado un modelo teórico y se ha validado experimentalmente.

En el capítulo 1 se introduce la tesis con sus objetivos, y se justifica el equipo ensayado desde la sostenibilidad, la escasez de recursos y la eficiencia. Se muestra un análisis del consumo y la demanda de las fuentes de energía en la UE, del consumo por sectores, principalmente el residencial y, de forma más concreta, del consumo de calefacción y del ACS en la Comunidad de Madrid y en España.

En el capítulo 2 se hace una introducción a la tecnología actual de bombas de calor, y se muestran diferentes configuraciones con esta tecnología que se realizan con el objetivo de mejorar su eficiencia. Finalmente, se revisan las publicaciones relacionadas con la máquina que en esta tesis se estudia.

En el capítulo 3 se propone un modelo teórico que determina las características de funcionamiento de una DXSAHP. A partir de la temperatura exterior, del viento y de la radiación solar, y haciendo un balance de energía con los mecanismos de transferencia de calor en el campo de colectores, se obtiene la ecuación en forma diferencial con la que se determinará el calor que absorberá la máquina para ser transportado y finalmente consumido. Para conocer el calor transportado entre los colectores y el sistema de consumo, se emplean las ecuaciones del ciclo de compresión mecánica de refrigeración. No todo el calor que captan los colectores-evaporadores es absorbido por el refrigerante del circuito frigorífico; se aplica por ello un rendimiento que tiene en cuenta sólo la superficie del colector en la que la transferencia de calor es relevante.

En el capítulo 4 se valida experimentalmente el modelo teórico que determina los parámetros de funcionamiento de una DXSAHP aplicada a calefacción. Previamente, se describe el proceso seguido desde el montaje del primer prototipo, su estudio experimental, las propuestas de mejora y las modificaciones realizadas, hasta que el equipo funciona de acuerdo con las especificaciones de diseño.

En el capítulo 5 se estudia el comportamiento del sistema cuando trabaja aplicado a ACS. Se analizan experimentalmente los parámetros de operación, se determinan los límites mecánicos de funcionamiento y se valida el modelo teórico con los resultados experimentales.



## Abstract

Heat pumps carry energy from a cold outside environment to a hot indoor one. They absorb heat from the air, but do not use solar radiation. This thesis proposes a heat pump that captures radiation through solar collectors and energy efficiency of the system increasing. To understand the behavior of the equipment in different external conditions, a theoretical model has been experimentally developed and validated.

Chapter 1 introduces the thesis objectives. The tested equipment is justified from the point of view of sustainability, scarcity of resources and efficiency. An analysis of consumption and demand for energy sources in the EU is also shown. A part of that, consumption in different sectors is dealt with. This research has been focused on the residential sector, and more specifically on heating and DHW consumption in the Community of Madrid and in Spain.

In chapter 2 current heat pump technology is introduced. Different configurations are shown in order to improve heat pump efficiency. Finally, the different publications related to this topic are reviewed.

Chapter 3 proposes a theoretical model that determines the characteristics of operation of a DXSAHP. Taking into account the outside temperature, wind and solar radiation, and doing an energy balance with the mechanisms of heat transfer in the collector, a differential equation is obtained. This equation determines the amount of heat absorbed by the machine to be transported and finally consumed. To discover the amount of heat transported between the collectors and the consumption subsystem, equations of cooling mechanical compression cycle are employed. Not all the heat captured by the collector-evaporators is absorbed by the refrigerant of the cooling circuit. Thereby a performance is applied that takes into account only the surface of the collector in which the heat transfer is relevant.

In chapter 4 the theoretical model that determines the operating parameters of a DXSAHP applied to heating is validated. Previously, the installation process is described: from the first prototype, the experimental study, the proposed improvements and modifications, to how the equipment is operated in accordance with design specifications.

In Chapter 5 the behavior of the system applied to DHW is studied. Experimental operating parameters are analyzed, mechanical limits are determined and the theoretical model is validated by means of experimental results.



## Nomenclatura

---

A	área ( $\text{m}^2$ )
a	sección aleta ( $\text{m}^2$ )
ACS	agua caliente sanitaria
aux	auxiliares
cte	constante
COP	coeficiente de eficiencia energética
D	demanda (kWh)
Dg	término de arrastre
ex	experimental
g	aceleración de la gravedad $9.807 \text{ (m}\cdot\text{s}^{-2}\text{)}$
h	coeficiente de convección ( $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ )
i	entalpía específica ( $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ )
i.c.	índice de carga
k	conductividad térmica ( $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ )
L	longitud (m)
l.r.	índice de carga (%)
$\dot{m}$	caudal másico ( $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ )
N	number
P	presión (Pa)
p	perímetro (m)
Q	potencia térmica (kW)
q	calor por unidad de masa ( $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ )
R	radiación solar ( $\text{kW}\cdot\text{m}^{-2}$ )
S	superficie del colector
Su	superficie útil (%)
t	espesor aleta (m)
T	temperatura de bulbo seco ( $^{\circ}\text{C}$ )
U	coeficiente global de transmisión ( $\text{kW}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ )
V	volumen ( $\text{m}^3$ )
VD	desplazamiento volumétrico ( $\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$ )
VET	válvula de expansión termostática
Vw	velocidad del viento (m/s)

W	potencia eléctrica (kW)
w	trabajo por unidad de masa ( $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ )
x	distancia al tubo en la aleta del colector (m)

---

## Subíndice

---

air	aire
aux	auxiliar
as	aspiración del compresor
b	bulbo
c	característica
cc	convección
cd	condensación
cf	caudal fijo
col	colector
cp	compresor
cv	caudal variable
d	diseño
ds	descarga del compresor
e	envolvente
ed	dispositivo de expansión
el	eléctrico
en	entrada
eq	equipos
ev	evaporación
ex	experimental
exit	salida
f	aleta
G	coeficiente global
g	global
i	intervalo de tiempo
ice	hielo
il	iluminación
in	interior



inf	infiltración
is	isentrópico
l	capa límite
m	media entre tubos
max	maximum
me	mecánico
n	neta
o	ocupación personas
out	exterior
p	tubo
pl	carga parcial
r	refrigerante
ren	renovación
rv	reversible
sky	cielo
t	tanque/térmica
th	teórico
tr	transmisión
uh	superficie útil
v	volumétrico
wp	bomba de agua
1,2,3,4	estado

---

### Letras griegas

---

$\alpha$	absortancia del colector-evaporador
$\beta$	coeficiente de expansión térmica ( $K^{-1}$ )
$\Delta$	incremento
$\delta$	difusividad térmica ( $m^2 \cdot s^{-1}$ )
$\varepsilon$	emisividad del colector
$\eta$	eficiencia
$\theta$	ángulo inclinación panel ( $^{\circ}$ )
$\nu$	viscosidad cinemática ( $m^2 \cdot s^{-1}$ )
$\sigma$	constante de Stefan Boltzmann ( $5.6704 \cdot 10^{-8} W \cdot m^{-2} \cdot K^{-4}$ )

$v$	volumen específico ( $\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$ )
$\pi$	relación de compresión
$\rho$	densidad ( $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ )

---

## Capítulo 1: JUSTIFICACIÓN Y OBJETIVOS, INTRODUCCIÓN

### Contenido

---

- 1.1 Justificación y objetivos
  - 1.2 Introducción
  - 1.3 Conclusiones
  - 1.4 Bibliografía
- 

*La ruta del progreso nos puede llevar a un mundo indeseado, hemos de hacernos cómplices de nuestro tiempo y, conocidas las amenazas ambientales, debemos obrar consecuentemente e intentar valernos más de lo que la naturaleza nos ofrece. Utilicemos las máquinas para satisfacer nuestras necesidades, y utilicémoslas de acuerdo con la idea de sostenibilidad.*

*Satisfacer las necesidades que requiere la calidad de vida conlleva un consumo energético que puede alterar el medio en el que vivimos. Hemos de reducir este consumo y, en todo caso, aprovechar la energía que llamamos renovable.*

*El sol nos brinda cada mañana una ingente cantidad de energía que hemos de ser capaces, de alguna manera, de transportar hasta nuestro hogar.*

*La máquina que nos ocupa ayuda a acometer este trabajo. El equipo propuesto capta energía del ambiente para transportarla hasta el lugar de aplicación, bien para climatizar una vivienda o bien para calentar agua sanitaria. Constatar ese transporte, o mejorarlo, es la tarea encomendada.*

## 1.1 Justificación y objetivos

Debido a la escasez de recursos energéticos, hoy en día se buscan sistemas que obtengan el mayor provecho a cambio de un menor consumo. Mejorar la eficiencia y utilizar nuevas fuentes de energía es el objetivo de buena parte de la investigación en la actualidad.

El creciente interés por las energías renovables y el debido cumplimiento de la legislación está haciendo que aparezcan en el mercado máquinas que intentan valerse de las nuevas tecnologías para aprovechar la radiación solar, el viento u otras energías que hasta ahora no se utilizaban.

Las bombas de calor son las máquinas que transportan el calor desde un foco frío a otro caliente. Son máquinas térmicas que transportan el calor del ambiente exterior hasta el lugar a calentar, pero que hasta ahora no aprovechaban la radiación solar (figura 1.1).



**Figura 1.1** Colectores nevados en la instalación exterior.

La finalidad de esta tesis será conocer cualitativa y cuantitativamente los parámetros de funcionamiento de una bomba de calor que climatiza y calienta el agua sanitaria en el ámbito doméstico, analizando las mejoras de eficiencia que conlleva el uso en la misma de colectores de energía solar como sistema de captación de energía del exterior. Para lograr este objetivo, en la tesis se desarrolla un modelo teórico y su validación experimental, combinando la tecnología de compresión mecánica con la de captación

solar térmica. El modelo teórico se realiza a partir de la inclusión de los parámetros de funcionamiento de los colectores solares en la modelización numérica del ciclo de refrigeración por compresión mecánica. Los resultados obtenidos con este modelo se contrastarán con los datos obtenidos experimentalmente, y se concluirán observaciones que nos ayudarán a conocer el sistema: su eficiencia y sus parámetros de operación en función de las variables ambientales.

El prototipo experimental está ubicado al sur de Madrid, en el Campus de la Universidad Carlos III (figura 1.2). El estudio se hará para esta localización en concreto, aunque se puedan extender las conclusiones a otras zonas climáticas cambiando debidamente las variables ambientales. Los parámetros de funcionamiento del sistema tienen una fuerte dependencia de las condiciones ambientales del exterior; por eso hacer el estudio para una localización concreta es imprescindible si se quiere conocer su comportamiento a lo largo de todo un año, con sus limitaciones de temperatura, radiación y otros fenómenos atmosféricos, como la nieve, que determinan el dimensionamiento y las condiciones de funcionamiento: su potencia, su consumo y su eficiencia.



**Figura 1.2** Localización de la instalación

## 1.2 Introducción

Asociado al bienestar de la población está su consumo energético. Asegurar en todo momento el suministro eléctrico y la calidad ambiental es tarea de las instituciones públicas, aun sin menospreciar la concienciación personal. El propósito es, por tanto, buscar modelos energéticos eficientes asociados a una excelencia en la calidad de nuestro medio ambiente.

Son varias las políticas que persiguen facilitar la transición a un modelo energético más sostenible y diversificado:

- Desde ámbitos locales, con el Plan Energético de la Comunidad de Madrid (2005).
- A nivel estatal, con la Planificación de los Sectores de Electricidad y Gas, con la Planificación de Ahorro y Eficiencia Energética y con los Planes de Energías Renovables. Concretamente, con la Estrategia Española de Ahorro y Eficiencia Energética, implementada a través del Plan de Acción de Horizonte 2008-2020 (2008), que sentará las bases de la política futura en el ámbito de la eficiencia energética nacional. Paralelamente con el RITE (2007) y el CTE (2006), reforzándose este marco político con el nuevo Plan de Energías Renovables, 2011-2020 (2011).
- A nivel internacional, la Unión Europea ha desarrollado el Libro Verde sobre la eficiencia energética 2005-2020 (2005) que se une, de alguna forma, a acuerdos con pretensión mundial como los Protocolos de Kioto (1998) o la Cumbre del Clima (Copenhague, 2009).

En 2005 la UE tenía previsiones de un aumento de la demanda energética de un 10% en 15 años. La propuesta del Libro Verde (2005), respuesta política de la UE para contener este ascenso, se centró en mejorar la eficiencia energética. Y esta eficiencia se podría abordar principalmente desde tres sectores: la producción, el transporte y los equipos de consumo, como aplicación última que requiere energía para cumplir su función.

El primer sector, el de la producción, pierde entre un 40% y un 60% de energía desde su origen como fuente primaria hasta su distribución. Y el segundo, el del transporte, representa un tercio del consumo total de la energía de la UE (Libro Verde, 2005). En ambos, el potencial de ahorro es grande pero no nos centraremos en ellos. El tercer sector, el relacionado con el consumo en la industria y los edificios, supone un 40% de la energía total de la UE. Está originado por el alumbrado y por todos los distintos equipos de consumo (Libro Verde, 2005). Acorde con estas estadísticas, y para actualizar y profundizar la política energética, se creó la iniciativa Energía Inteligente, Europa 2007 (2007) que, en cuanto al sector de edificios, dio directrices en dos líneas: la mejora de la eficiencia y la sustitución de los equipos menos eficientes. Así, la directiva 2010/31/UE (2010), con el Plan de Acción UE de la Eficiencia Energética y el paquete legislativo comunitario de Energía y Cambio Climático, coinciden en destacar el papel de la eficiencia energética, estimándose en el horizonte de 2020 un potencial de ahorro energético del 27% en el conjunto de edificios del sector residencial de la UE. En la tabla 1.1 se muestran los potenciales de ahorro de los distintos sectores de consumo.

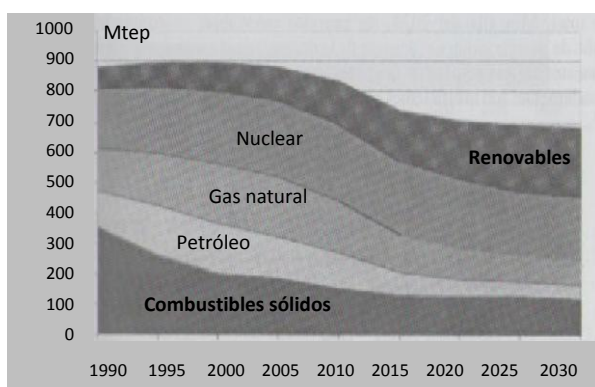
**Tabla 1.1.** Estimación del potencial de ahorro de energía por sectores (Comisión Europea EU-25, baseline Scenario and Wuppertal Institute, 2005)

Sector	Consumo energético (Mtoe) 2005	Consumo energético (Mtoe) 2020	Potencial de ahorro energético
Hogares (Residencial)	280	338	27%
Edificios comerciales (Terciario)	157	211	30%
Transporte	332	405	26%
Manufacturación (Industria)	297	382	25%

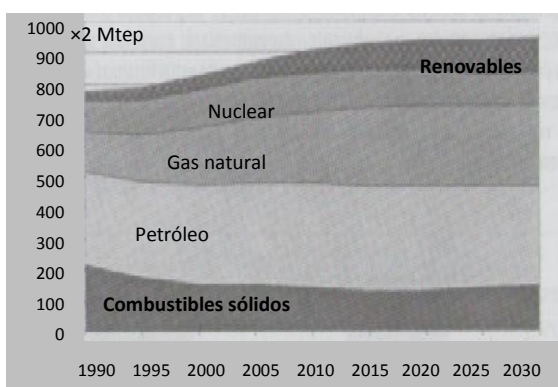
A la vista de la tabla 1.1, y con el objetivo de contribuir al potencial de ahorro en edificios comerciales y residenciales, en esta tesis se estudiará un equipo capaz de transportar hasta el interior de un local el calor que capta del ambiente exterior y de la radiación solar, y que puede aplicarse tanto a producción de ACS como a calefacción.

### 1.2.1 Demanda energética en Europa

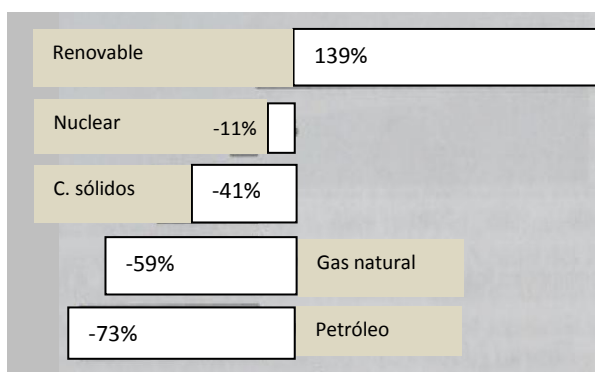
Para tomar conciencia del problema energético en Europa, es importante hacer un repaso histórico y una proyección de futuro a las cifras de producción y consumo. Quizá baste analizar las figuras 1.3 y 1.4 para comprenderlo: la producción de energía primaria en la UE no alcanza la mitad de lo que consume, y va en descenso.



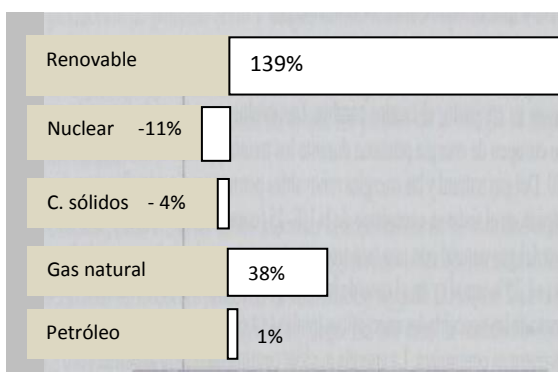
**Figura 1.3** Producción de energía primaria en la UE-25 (datos de la Comisión Europea).



**Figura 1.4** Consumo de energía primaria en la UE-25 (datos de la Comisión Europea).



**Figura 1.5** Evolución de la producción de energía primaria en la UE-25 entre 2000 y 2030 (datos de la Comisión Europea).

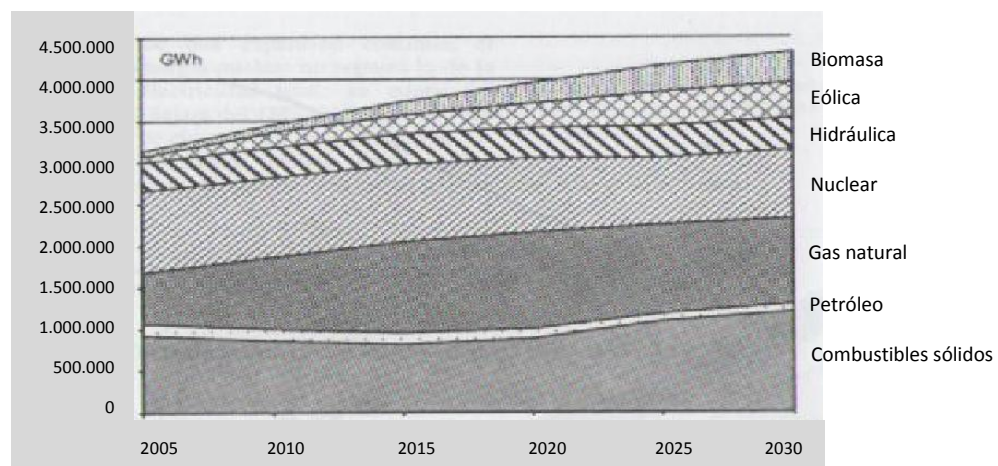


**Figura 1.6** Evolución del consumo de energía primaria en la UE-25 entre 2000 y 2030 (datos de la Comisión Europea).



También para la producción y el consumo, las figuras 1.5 y 1.6 representan la evolución de estas fuentes de energía. La apuesta por las renovables parece clara, no obstante notemos que las cifras son porcentuales, y no deben ocultar las verdaderas cantidades en juego. La producción de combustibles sólidos, de gas natural y de petróleo ha disminuido drásticamente, pero su consumo se ha mantenido, incluso el consumo del gas natural ha crecido en gran medida. También es importante observar el estancamiento, o reducción, del sector nuclear. Un análisis completo de estas cifras lo hace Furfari (2010).

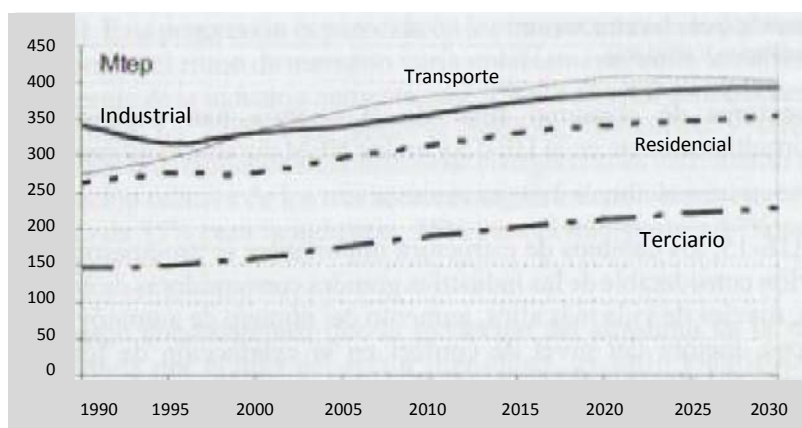
Para concluir este apartado, y para conocer mejor el origen de la energía eléctrica en Europa, la figura 1.7 muestra las diferentes fuentes de energía primaria que generan electricidad en la UE. Poco menos de la mitad se produce a partir de fuentes de energía renovable o nuclear. Y, aunque se prevé un descenso en la producción del sector nuclear, esta falta se compensará con fuentes renovables, y los combustibles fósiles se mantendrán al mismo nivel que en el año 2000.



**Figura 1.7** Origen de la electricidad generada en la UE-25 (datos de la Comisión Europea).

### 1.2.2 Demanda energética en el sector residencial

La figura 1.8 representa un histórico de la demanda final de la UE. Se puede observar la importancia del sector residencial, tanto en términos relativos, en relación a los demás sectores, cómo en términos absolutos, porque seguirá su crecimiento.

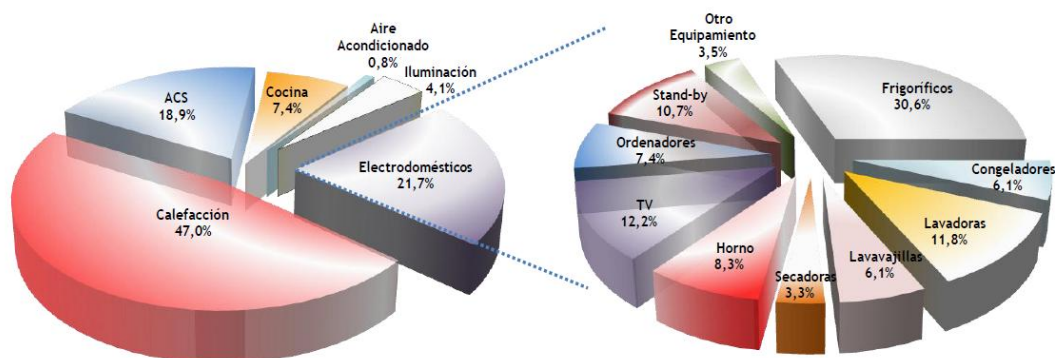


**Figura 1.8** Demanda final por sector en la UE-25 (datos de la Comisión Europea).

A nivel español, en términos de energía final, significa el 17% del consumo total y el 25% de la demanda de energía eléctrica. Y en los mismos términos, el consumo de combustibles es 1.8 veces superior al consumo eléctrico. A nivel comunitario (UE 27), estas cifras ascienden al 25% y al 29%, respectivamente (SPAHOUSEC, 2011).

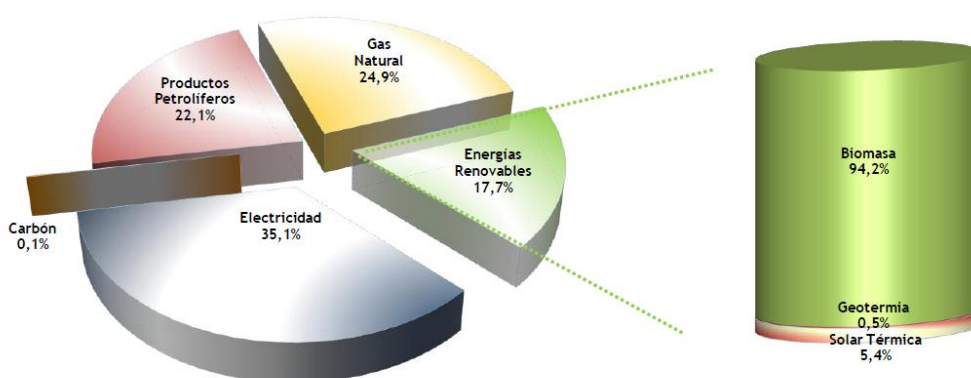
El hogar medio español consume unos 10500 kWh al año, unos 0.85 tep anuales (IDAE/MITyC, 2011), 2.5 tep/año ampliando el dato al marco comunitario. Incluso se puede hacer la distinción en España entre las viviendas en bloque, pisos, de la zona mediterránea, que tienen un consumo de energía de 0.53 tep anuales, y las viviendas unifamiliares del sector continental, más consumidoras, que llegan a los 1.69 tep/año (SPAHOUSEC, 2011). El 62% del consumo eléctrico obedece al equipamiento de electrodomésticos, y en menor medida a la iluminación, la cocina y los servicios de calefacción y agua caliente.

El reparto del consumo por usos energéticos en España se representa en la figura 1.9. Se puede observar que la calefacción representa casi la mitad del consumo total, y que el consumo por ACS se acerca al 20% (SPAHOUSESEC, 2011).



**Figura 1.9** Estructura de consumo según usos energéticos en España.

Atendiendo a las fuentes de energía en el sector residencial, el reparto se hace según la figura 1.10, donde la electricidad representa el 35%, y el resto de fuentes se reparte casi por igual, notándose que la biomasa, dentro de las fuentes renovables, todavía tiene un lugar absolutamente preponderante.



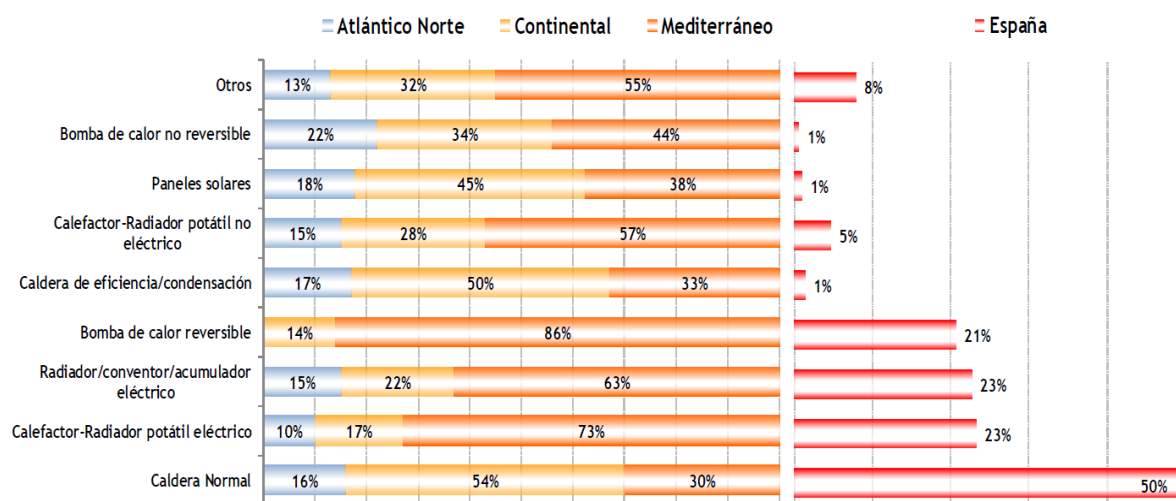
**Figura 1.10** Estructura de consumo según fuentes de energía en España.

Centrándonos en los sistemas de calefacción y ACS, en España las fuentes utilizadas en calefacción son mayoritariamente la electricidad (46%) y el gas natural (32%). En la zona mediterránea domina la electricidad, mientras que en la zona continental es el gas natural. Y para el ACS, las fuentes energéticas utilizadas mayoritariamente son el gas natural (40%), el butano (26%) y la electricidad (22%), variando su importancia según la zona climática y el tipo de vivienda (SPAHOUSEC, 2011).

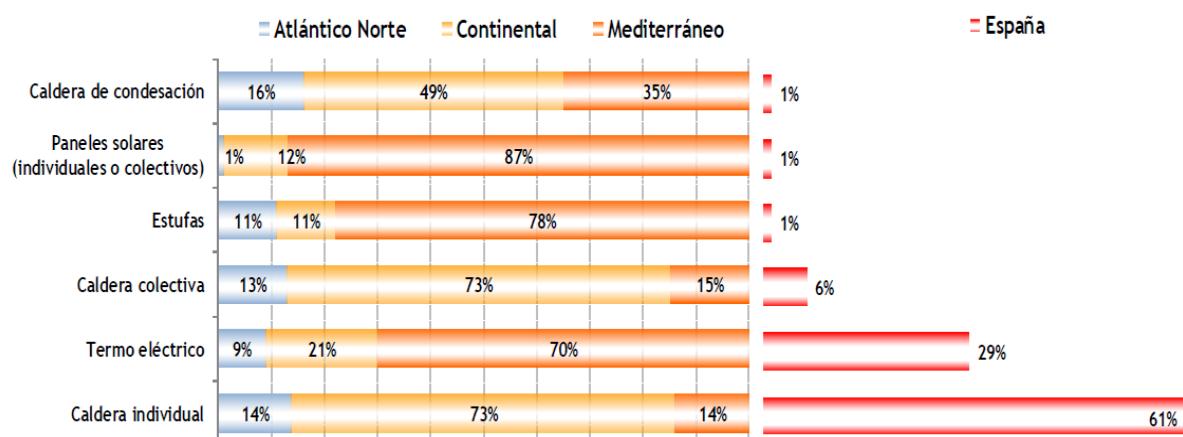


**Figura 1.11** Distribución territorial de las zonas climáticas en España.

Haciendo un estudio por zonas climáticas (figura 1.11), en las figuras 1.12 y 1.13 se representan, respectivamente, los distintos sistemas de calefacción y ACS. Se puede ver la importancia que tiene tanto la caldera en sus dos usos, calefacción y ACS, como el radiador eléctrico para calefacción y el termoacumulador eléctrico para ACS.



**Figura 1.12** Sistemas de calefacción por zona climática.



**Figura 1.13** Sistemas de ACS por zona climática.

### 1.2.3 Análisis de la demanda en la Comunidad de Madrid

La Comunidad de Madrid es una región muy poblada, con alrededor de 2.4 millones de viviendas principales y 6.5 millones de habitantes, con un número medio de ocupantes por vivienda, por tanto, de 3 habitantes (Instituto Nacional de Estadística, 2012). El

Producto Interior Bruto per cápita es el 133% de la media nacional y es algo superior al de la media europea. El consumo de energía por habitante es 1.8 tep, siendo el de la Unión Europea 2.5 tep/persona. En cuanto a emisiones de CO<sub>2</sub> energético, la Comunidad de Madrid también presenta un valor de emisiones de 6.1 t/persona, muy inferior a los 8.2 t/persona europeos. Los sectores con un mayor consumo de energía final son el transporte, 51%, seguido del sector doméstico, 24.5%, y del sector industrial, 12%. El sector servicios supone un 10%, y el de agricultura algo menos de un 2%. En cuanto a la fuente energética consumida, los derivados del petróleo suponen un 62% del consumo, la electricidad un 21%, el gas natural un 15%, y el resto de fuentes casi un 2% (Plan Energético de la Comunidad de Madrid, 2005). Respecto a la cobertura de la demanda de electricidad, el pico de máximo consumo en el verano de 2008 correspondió al día 30 de junio, en el que se alcanzaron alrededor de 5400 MW (Iberdrola Distribución SAU, 2008).

El reparto de consumo energético anual en un hogar medio ubicado en la Comunidad de Madrid es, porcentualmente, del orden de un 45% en calefacción y del 20% en ACS (SPAHOUSEC, 2011). Tan alto porcentaje hace ver que una mejora sensible en la eficiencia del sistema que cubre esta demanda térmica, podría suponer un importante ahorro en la factura.

Como se decía anteriormente, en el ámbito de la Comunidad de Madrid, el sector doméstico supone energéticamente el 24.5% del total de consumo de la Comunidad, y dentro de este sector doméstico el porcentaje de consumo eléctrico es del orden del 28.25%. En términos absolutos las cifras para el sector doméstico son de aproximadamente 706.78 ktep, por lo que el consumo por calefacción será de 315 ktep, y por ACS otras 140 ktep, resultando unas 455 ktep en total. Sería fácil cuantificar el ahorro de energía si se produjese una mejora en la eficiencia de las máquinas que cubren la demanda de calefacción y ACS a partir de los datos expuestos.

En la misma línea, Izquierdo et al. (2011) hace un análisis detallado sobre la demanda térmica y el consumo eléctrico por aire acondicionado doméstico en verano. Este trabajo, realizado para la Comunidad de Madrid, concluye con información relevante en

cuanto al consumo eléctrico por refrigeración, tanto por pico de consumo como por la demanda eléctrica estacional (REE, 2009); también por el impacto ambiental que provoca y por su repercusión en la distribución de la energía eléctrica.

### 1.3 Conclusiones

La escasez de recursos, la dependencia energética y la legislación obligan a diseñar máquinas más eficientes.

La apuesta por las energías renovables es clara, pero no a gran escala.

En España el sector residencial representa el 17% del consumo de energía. Y la calefacción y el ACS de las viviendas consumen el 65% de esos recursos.

Aumentar la eficiencia de los equipos que climatizan y calientan el agua de las viviendas supondría un importante ahorro de energía en términos absolutos.

### 1.4 Bibliografía

Comunidad de Madrid. *Plan Energético de la Comunidad de Madrid 2004-2012*. Comunidad de Madrid; 2005.

Directiva 2010/31/UE. Comisión de las Comunidades Europeas; 2010.

Energía Inteligente, Europa 2007. Comisión de las Comunidades Europeas; 2007.

European Commission EU-25 baseline Scenario and Wuppertal Institute; 2005

Furfari Samuel. *El Mundo y la Energía. Desafíos geopolíticos*. Eixo Atlántico do Noroeste Peninsular; 2010.

Iberdrola Distribución Eléctrica S.A.U. Publicación interna; 2008.

Instituto Nacional de Estadística, [www.ine.es](http://www.ine.es); 2012.

Instituto para la Diversificación y el Ahorro Energético (IDAE). Ministerio de Industria, Turismo y Comercio; 2011.

Izquierdo M, Moreno-Rodríguez A, González-Gil A y García-Hernando N. *Air*

*conditioning in the region of Madrid, Spain: An approach to electricity consumption, economics and CO2 emissions*. Energy 36; 2011: 1630-139.

*Libro Verde sobre la eficiencia energética*. Bruselas. COM 265. Comisión de las Comunidades Europeas; 2005

Ministerio de Vivienda. *Código Técnico de la Edificación*; 2006.

*Plan de Acción de Horizonte 2008-2020*. MITyC; 2008.

*Plan de Energías Renovables 2011-2020*. MITyC; 2011.

Protocolo de Kioto. *United Nations Framework Covention on Climate Change*; 1997.

Red Eléctrica de España (REE). *Informe del sistema eléctrico español en 2008*. Red Eléctrica de España; 2009.

*Reglamento de Instalaciones Térmicas en Edificios (RITE)*. Ministerio de Industria, Turismo y Comercio; 2007.

SPAHOUSEC proyecto. *Análisis del consumo energético del sector residencial en España*. IDAE; 2011.

*XV Conferencia Internacional sobre el Cambio Climático*. Copenhage, Dinamarca; 2009.



## Capítulo 2: ESTADO DEL ARTE

### Contenido

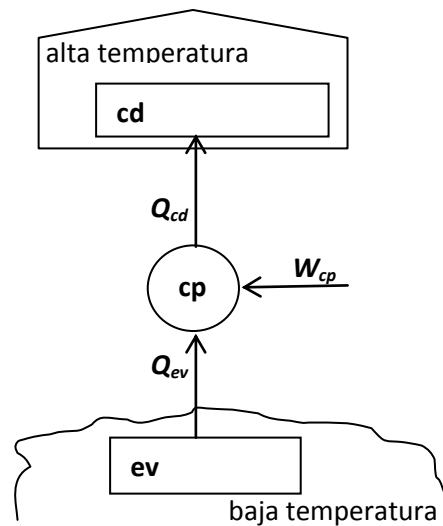
---

- 2.1 Introducción a la tecnología de bombas de calor
  - 2.2 Configuraciones de la bomba de calor
  - 2.3 Revisión bibliográfica de equipos DXSAHP y estado actual de la tecnología
  - 2.4 Bibliografía
- 

*En este capítulo se hace una introducción a la tecnología actual de bombas de calor, y se muestran diferentes configuraciones con esta tecnología, que se realizan con el objetivo de mejorar su eficiencia. Finalmente, se revisan las publicaciones relacionadas con la máquina que en esta tesis se estudia.*

## 2.1 Introducción a la tecnología de bombas de calor

La teoría sobre máquinas térmicas inversas o bombas de calor explica cómo en un ciclo se transfiere calor entre un ambiente a baja temperatura y otro a alta temperatura. También justifica el trabajo que necesariamente realiza un motor para que se produzca este intercambio de calor. La energía que consume el motor es la que se requiere para absorber calor de un ambiente a baja temperatura, situado en el exterior, y transportarlo hasta un ambiente a alta temperatura, en el interior.



**Figura 2.1** Ciclo térmico en modo bomba de calor

Aplicando el principio de conservación de la energía, o primera ley de la termodinámica, al ciclo cerrado realizado por el refrigerante se obtiene (Moran y Shapiro, 1999):

$$Q_{ev} - Q_{cd} + W_{cp} = 0 \quad (2.1)$$

Donde  $Q_{ev}$  es la potencia térmica que absorbe el evaporador (ev) del ambiente exterior,  $W_{cp}$  la potencia que consume el motor (cp) y  $Q_{cd}$  es la potencia que cede el condensador

(cd) al ambiente interior, suma de la potencia que absorbe el evaporador y de la potencia absorbida por el compresor (figura 2.1).

La relación entre la potencia térmica cedida y la potencia que la máquina debe absorber es el coeficiente de eficiencia energética (*CEE*), *COP* en siglas anglosajonas.

$$COP = \frac{Q_{cd}}{W_{cp}} = \frac{Q_{cd}}{Q_{cd} - Q_{ev}} \quad (2.2)$$

Y aplicando la segunda ley de la termodinámica para un ciclo reversible,

$$\frac{Q_{ev}}{T_{ev}} - \frac{Q_{cd}}{T_{cd}} = 0 \quad (2.3)$$

se obtiene la expresión de la eficiencia del ciclo reversible:

$$COP_{rv} = \frac{T_{cd}}{T_{cd} - T_{ev}} \quad (2.4)$$

de la que se pueden extraer consecuencias, como son:

- La eficiencia máxima ( $COP_{rv}$ ) sólo depende de la temperatura de condensación y evaporación. Y será tanto más elevada cuanto menor sea la diferencia entre ambas.
- Dicha eficiencia máxima será más alta cuanto mayor sea la temperatura de evaporación.

La temperatura de evaporación es una de las características que marca la diferencia entre las DXSAHP y las bombas de calor convencionales.

En su funcionamiento, las máquinas se alejan del comportamiento reversible, y el ciclo que describen no es ideal. El refrigerante tiene un rendimiento isentrópico cuando se comprime, también se recalienta a la salida del evaporador para evitar el golpe de líquido en el compresor, y se subenfía a la salida del condensador para disminuir el título de vapor a la entrada del evaporador. Hay pérdidas de presión en los intercambiadores, y en los dispositivos de aspiración y descarga del compresor, también las máquinas tienen rendimiento mecánico debido a la fricción, y rendimiento eléctrico por no poder convertir en trabajo mecánico todo su consumo eléctrico. Los valores de estos rendimientos y parámetros de diseño son propios de la tecnología que actualmente se comercializa o se ensaya, y difieren según sea el fabricante, el modelo, la aplicación y la zona climática donde se encuentren instalados.

Para realizar modelos teóricos que se ajusten al funcionamiento de las máquinas se las asocia un ciclo real, a partir del cual, como en el ciclo ideal, se evalúan los diferentes parámetros de funcionamiento y su eficiencia.

*COP real:*

Se define la eficiencia energética del proceso con compresión isentrópica,  $COP_{rv}$  de la ecuación (2.5), como la relación entre la potencia térmica transferida en el evaporador ( $Q_{cd-rv}$ ), y la potencia absorbida por el compresor ( $W_{cp-rv}$ ) (figura 2.1).

$$COP_{rv} = \frac{Q_{cd-rv}}{W_{cp-rv}} \quad (2.5)$$

Esta eficiencia es del ciclo con compresión isentrópica, pero se puede definir una eficiencia que tiene en cuenta el rendimiento isentrópico,  $COP_{is}$ , según la ecuación:

$$COP_{is} = COP_{rv} \cdot \eta_{is} \quad (2.6)$$

Cuando el compresor está accionado por una turbina o un eje cualquiera, se puede definir la eficiencia mecánica  $COP_{me}$  o eficiencia al eje según la ecuación (2.7) y, también, en su caso, una eficiencia eléctrica según la ecuación (2.8). Por último, se define la eficiencia del compresor de caudal volumétrico fijo ( $COP_{cf}$ ), ecuación (2.9), que reúne todas las irreversibilidades y que permitirá obtener la potencia del compresor fijo a partir de la potencia del compresor con compresión isentrópica (ecuación 2.10) (Bernier, 1979).

$$COP_{me} = COP_{rv} \cdot \eta_{is} \cdot \eta_{me} \quad (2.7)$$

$$COP_{me,el} = COP_{rv} \cdot \eta_{is} \cdot \eta_{me} \cdot \eta_{el} \quad (2.8)$$

$$COP_{cf} = \frac{Q_{cd}}{W_{cp-me,el}} \quad (2.9)$$

$$W_{cf} = W_{cp-me,el} = \frac{W_{cp-is}}{\eta_{me,el}} \quad (2.10)$$

A continuación, se introducen los principales componentes que forman parte de un ciclo frigorífico, componentes que se montan en las máquinas que hasta hoy se comercializan o se ensayan. Como referencia de las máquinas que se encuentran en el mercado, a partir de ahora se nombrará la máquina comercial que se ha ensayado en esta tesis, y que se detalla en la primera parte del capítulo 4, dedicado a la aplicación en calefacción. El lector podrá encontrar información adicional sobre instalaciones con bombas de calor en Rey y Velasco (2005) y sobre componentes frigoríficos en Rapin y Jacquard (1997).

La forma de actuar de cada componente, por su dimensionamiento y su diseño, influye en la actuación de la máquina en su conjunto, hecho importante porque las limitaciones de su funcionamiento marcan las potencias intercambiadas y la eficiencia obtenida.

*Condensador:*

En el condensador, el refrigerante en estado de vapor recalentado se enfría hasta la temperatura de saturación, después se condensa y, posteriormente, se subenfía. El valor del subenfriamiento depende del diseño del intercambiador, y es dato del fabricante (Danfoss, 2010). La tecnología actual, siempre de mano de la electrónica, es capaz de hacer un control muy preciso de este parámetro. En la tecnología de caudal variable para grandes instalaciones, el control del subenfriamiento se realiza en el propio ciclo frigorífico, a partir de un pequeño sangrado de refrigerante a la salida del condensador (LG, 2010).

El calor del condensador puede ser cedido directamente al aire, también indirectamente al sistema de consumo a través de un circuito secundario por el que circula agua, bien para transportar el calor hasta un circuito de suelo radiante o, como se hace en la instalación comercial presentada en esta tesis, para transportar el calor hasta unidades fan-coil o hasta un depósito de ACS.

Cuando el calor se cede al aire, los intercambiadores pueden ser de convección libre o forzada. En ambos casos se utilizan tubos aleteados, con más o menos distancia entre las aletas para aumentar el rendimiento. Cuando el calor se cede a un circuito secundario se utilizan intercambiadores de carcasa y tubos, o de placas. En la instalación comercial aquí presentada se ha utilizado un intercambiador de placas debido a su alto rendimiento y su pequeño volumen.

*Compresor:*

La potencia  $W_{cp}$  es la necesaria para comprimir el refrigerante que circula por el ciclo. Este trabajo tiene un valor real superior al ideal si se tiene en cuenta el rendimiento isentrópico y, aun mayor, si se hace la transformación a su consumo eléctrico (Qureshi y Tassou, 1996; Chen, 2002 y Kara, 2006).

La potencia que absorbe el compresor depende directamente de la relación de compresión entre la aspiración y la descarga ( $\pi$ ).

$$\pi = \frac{P_{ds}}{P_{as}} \quad (2.11)$$

Y, a su vez, las presiones de aspiración o evaporación ( $P_{ev}$ ), y de descarga o de condensación ( $P_{cd}$ ), dependen del refrigerante utilizado y de la temperatura exterior en la que se encuentra ubicado cada intercambiador de calor, evaporador o condensador, respectivamente. Cuando las condiciones de trabajo son extremas, como es el caso de agua caliente para instalaciones de calefacción con emisores térmicos, la temperatura en el sistema de consumo puede estar por encima de 80 °C, y la relación de compresión puede acercarse a 10. Si es así, el trabajo que tiene que realizar el compresor es elevado y la temperatura del refrigerante en la descarga es, también, muy alta, lo que puede provocar alteraciones en el funcionamiento del equipo. La solución técnica que actualmente se adopta consiste en la doble compresión mecánica, en la que dos compresores en serie se reparten el incremento de presión, siendo la presión intermedia la media geométrica de las presiones de evaporación y de condensación.

Los compresores pueden ser centrífugos o volumétricos. Los primeros se utilizan para grandes potencias, por lo que en la instalación aquí presentada se ha utilizado un compresor volumétrico. En particular, es un compresor alternativo, aunque por las presiones de trabajo se podría haber utilizado otro modelo: rotativo, por no ser alta la relación de compresión; scroll, porque, además, su robustez le daría fiabilidad frente a problemas de regulación de caudal; y nunca un compresor de tornillo, por la pequeña potencia requerida.

Atendiendo a otra clasificación, cuando las instalaciones son de baja potencia se utilizan compresores herméticos, que tienen la ventaja de la autorefrigeración, porque el refrigerante barre el motor eléctrico antes de comprimirse; tampoco permiten la fuga del refrigerante, por su estructura compacta, y porque no están conectados mecánicamente

con el exterior. Tienen el inconveniente de la imposibilidad de hacer mantenimiento preventivo o correctivo, razón por la cual los problemas mecánicos o eléctricos en este modelo conllevan su sustitución. Si el accionamiento no fuera eléctrico se podría haber optado por un compresor abierto, aunque esta elección conlleva dificultades con la alineación entre el motor y el cuerpo mecánico de compresión. También, el compresor abierto puede tener problemas de refrigeración, y problemas con la junta de estanqueidad entre el eje motor y el cuerpo del compresor. La solución intermedia, el compresor semihermético, se podría haber elegido por la facilidad con la que se hace su mantenimiento, pero la relación coste/prestaciones sólo la hace recomendable para potencias algo superiores.

#### *Evaporador:*

El evaporador tiene una importancia relevante en el equipo ensayado en esta tesis, ya que es el componente que lo diferencia de otros equipos de la misma familia. Los evaporadores que se utilizan para baja y media potencia son normalmente de expansión directa, intercambian calor con el exterior cuando la mezcla bifásica de refrigerante que entra a este componente se evapora y, posteriormente, cuando se recalienta a su salida antes de entrar al compresor. Si intercambia calor con el aire exterior pueden ser, de la misma forma que el condensador, de convección natural o forzada. En el caso de intercambiar calor con un fluido líquido, normalmente el agua, la transferencia de calor se hace en intercambiadores de carcasa y tubo o, en otro caso, en intercambiadores de placas. Sólo en grandes potencias se utilizan evaporadores inundados, que tienen la característica de no realizar recalentamiento de vapor. En la instalación aquí presentada se han utilizado colectores solares-evaporadores de expansión directa. Estos intercambiadores absorben radiación solar, característica que marcará el desarrollo de la tesis. En concreto, la máquina comercial aquí presentada utiliza colectores sin aislante en la cara posterior, ni cubierta de cristal en la cara anterior. Son los evaporadores más extendidos comercialmente.

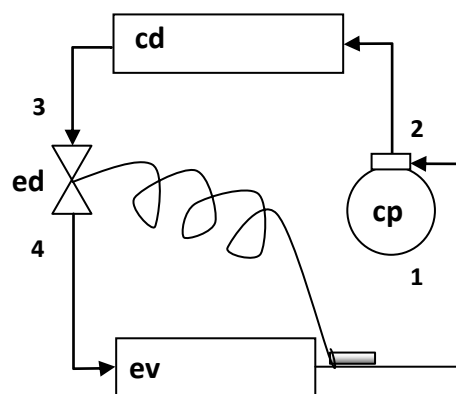


Las condiciones del ambiente exterior, según sea su temperatura, haya radiación, humedad o viento, serán las que faciliten en mayor o menor medida el intercambio de energía con el evaporador. El vapor que se genera tiene gran importancia en la regulación de la máquina, es el fluido que trasiega el compresor, por lo que deberá estar relacionado con su desplazamiento volumétrico.

Dado que el compresor sólo debe aspirar vapor, los evaporadores de expansión directa recalientan el refrigerante a su salida, para asegurar que a la entrada del compresor llegue sólo vapor. Los catálogos técnicos advierten que este recalentamiento no sea superior a 10 °C (Danfoss, 2008), para evitar así que el volumen específico del refrigerante en la aspiración del compresor sea demasiado alto, o que la temperatura de descarga sea, también, demasiado elevada.

#### *Dispositivo de expansión:*

Para que el refrigerante pueda realizar un ciclo cerrado se monta un cuarto componente llamado dispositivo de expansión (ed, figura 2.2).



**Figura 2.2** Esquema básico de un ciclo frigorífico.

El dispositivo de expansión cumple dos funciones. La primera, separar junto con el compresor el ciclo en dos zonas, la de alta y la de baja presión. Otra, la de regular el caudal de refrigerante.

Como la pérdida de presión en el evaporador no es despreciable, el componente normalmente elegido para realizar esta tarea es una válvula de expansión termostática de igualación externa (en adelante VET). Aunque se puede montar un tubo capilar, se utiliza una VET para que la regulación de caudal de refrigerante sea más rápida y precisa. El tubo capilar no controla la máquina de forma activa, es decir, ningún elemento actúa para regular el caudal másico de refrigerante. (En el Anexo II se explica con detalle la regulación del caudal de refrigerante por la VET).

El control de caudal másico también se puede hacer con una válvula de expansión electrónica. La regulación es similar, se sustituyen los elementos mecánicos por otros electrónicos y, por ser algo más rápida y precisa, las potencias intercambiadas por el equipo son algo mayores. También el comportamiento de los parámetros de funcionamiento presentan menos oscilaciones, o son más lineales. En los capítulos 4 y 5 se comentará esta característica.

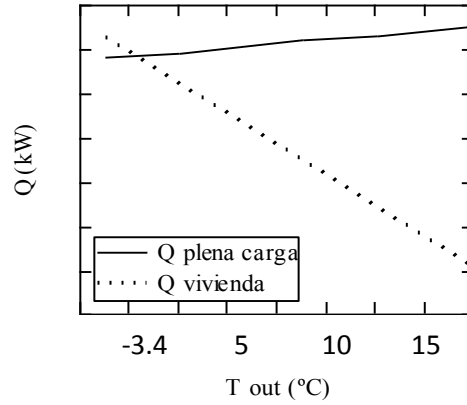
En la instalación comercial presentada en esta tesis, debido a que el compresor no tiene regulación de caudal volumétrico, no se incorpora tecnología electrónica al dispositivo de expansión.

#### *Eficiencia a carga parcial:*

Las máquinas frigoríficas adaptan su capacidad térmica a la demanda cuando trabajan en condiciones de carga parcial. Y su eficiencia es significativamente diferente a cuando trabajan a carga total (Yu y Chan, 2005). La eficiencia por carga parcial depende del índice de carga, es decir, de la potencia térmica que transfiere el equipo respecto a su potencia en condiciones nominales.

Para conocer el comportamiento de la máquina térmica en las condiciones de trabajo del local que calienta, se muestra en la figura 2.3 la recta de carga de la vivienda, que define también la potencia del equipo a carga parcial, y la curva de potencia del posible equipo de calefacción, que es la curva de potencia del equipo a carga total. En este ejemplo, la máquina compensa la carga térmica hasta una temperatura exterior próxima a la mínima

del invierno, -3.4 °C, punto de corte de ambas curvas. A temperaturas inferiores, el equipo no es capaz de generar las condiciones de confort.



**Figura 2.3** Recta de carga y potencia térmica.

Diferentes autores han estudiado experimentalmente la eficiencia de compresores con caudal variable: Tassou y Qureshi (1998) con alternativos en aplicaciones de refrigeración, Shao et al. (2004) en aplicaciones de aire acondicionado y Aprea et al. (2006) con compresores scroll. El rendimiento debido al funcionamiento por carga parcial se ha definido en la ecuación (2.12). Donde  $COP_{cv}$  representa la eficiencia del equipo cuando se considera el efecto de la regulación del caudal volumétrico del refrigerante.

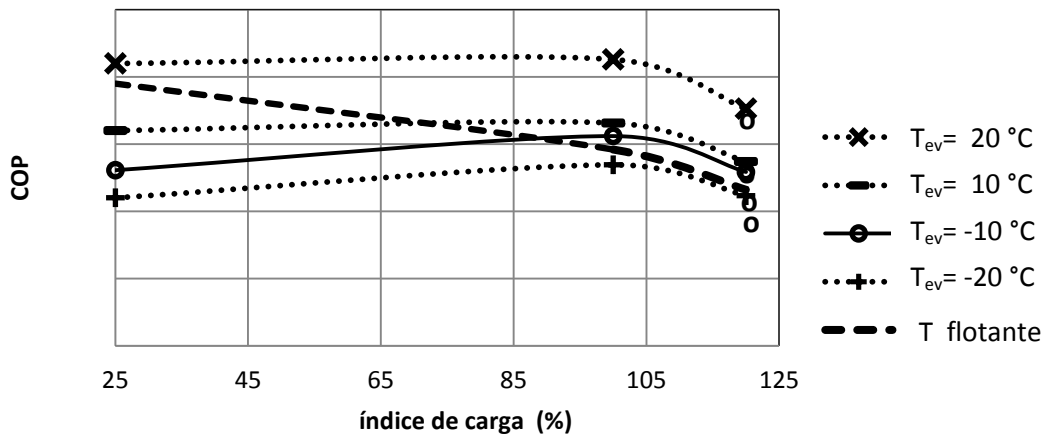
$$\eta_{pl} = \frac{COP_{cv}}{COP_{cf}} \quad (2.12)$$

De esta forma, la potencia del compresor de caudal variable es:

$$W_{cv} = W_{cf} \cdot \eta_{pl} \quad (2.13)$$

Izquierdo et al. (2011) ha desarrollado, teóricamente y con datos comerciales, un estudio detallado aplicado a refrigeración. De la misma forma, y de acuerdo con

resultados experimentales obtenidos por Tassou y Qureshi (1998), en la figura 2.4 se representan diferentes curvas de eficiencia a carga parcial. En esta figura se dan a conocer, para diferentes temperaturas de evaporación, las eficiencias a carga parcial cuando se mantiene constante la temperatura en los focos,  $T_{in}$  y  $T_{out}$ . Debido a que la máquina habitualmente trabaja a temperatura exterior variable, la eficiencia irá tomando diferentes valores acordes con las distintas temperaturas de evaporación, por lo que, también, se representa (con línea discontinua) la llamada curva de temperatura o presión flotante, que corresponderá a la eficiencia del equipo de compresor variable ( $COP_{cv}$ ).



**Figura 2.4** Coeficiente de eficiencia frente al índice de carga.

## 2.2 Configuraciones de la bomba de calor

Existen diferentes sistemas o variantes de bomba de calor dependiendo de los mecanismos de transmisión y de los fluidos caloportadores utilizados. Se exponen a continuación los casos más comunes que se utilizan en ámbitos similares al del equipo con el que se ha trabajado.

La máquina convencional y usual es la DXHP (Direct Expansion Heat Pump) bomba de calor de expansión directa. En la unidad exterior el refrigerante absorbe calor directamente del ambiente por convección, normalmente forzada, y nunca por radiación

solar. En algún caso más particular, como en las bombas de calor geotérmicas, lo hace por conducción. En la sección 2.2.1 se detalla esta última configuración.

En otra configuración, la SAHP (Solar Assisted Heat Pump) bomba de calor asistida con energía solar, el refrigerante de la unidad exterior absorbe calor de un tanque de agua que previamente se ha calentado con colectores solares térmicos. Se detallará más en la sección 2.2.2.

Finalmente la DXSAHP (Direct Expansión Solar Assisted Heat Pump) bomba de calor de expansión directa asistida con energía solar. En esta configuración, la unidad exterior es un colector solar que directamente capta calor por radiación solar y, también, por convección natural. Esta es la configuración que se desarrolla en esta tesis (se detalla en la sección 2.2.3).

Como comentario general para las bombas de calor, cuando la temperatura del evaporador es inferior a 0 °C e inferior a la temperatura de rocío del aire, se forma escarcha en el evaporador. Esta escarcha dificulta la transferencia de calor, lo que provoca una considerable pérdida de rendimiento. Este efecto tiene consecuencias muy negativas sobre el *COP* estacional, que frecuentemente no lo tiene en cuenta. La máquina comercial analizada en esta tesis no realiza desescarches, este hecho podría ser un inconveniente si el hielo formado sobre la superficie de los colectores permaneciera, incluso, cuando las condiciones exteriores mejoraran. En todo caso, el *COP* en estas circunstancias es claramente superior a 1.

Comparando las emisiones de CO<sub>2</sub> de una bomba de calor con otro sistema que aproveche o consuma únicamente energías renovables, la desventaja de las primeras es clara. Las bombas de calor consumen energía que, hoy por hoy, es convencional y, como tales, emiten indirectamente CO<sub>2</sub> a la atmósfera. Pero la demanda de energía no siempre coincide en el tiempo con la generación, por lo que el empleo de máquinas que sean capaces de satisfacer la demanda, independientemente de las condiciones exteriores, son necesarias para conseguir el confort deseado. En la medida que la bomba de calor es un sistema que absorbe energía del aire, y se considere la energía térmica que porta este aire como fuente de energía renovable, que es absorbida, transportada y

finalmente cedida por la máquina como calor útil, la normativa española (RITE, 2007) limita la eficiencia de las bombas de calor a un valor mínimo de 2.6 para que puedan competir con otros sistemas de producción de calor con bajas emisiones de CO<sub>2</sub>, como pueden ser los colectores solares térmicos.

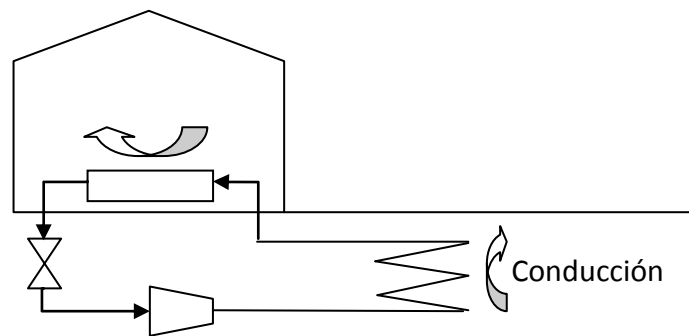
### 2.2.1 GHP (Bomba de calor geotérmica)

Las bombas de calor geotérmicas (figura 2.5) tienen el intercambiador exterior bajo tierra (foco frío), de esta forma aprovechan la energía del subsuelo que se encuentra a una temperatura entre 10 °C y 15 °C. Por el intercambiador enterrado recircula un fluido caloportador a una temperatura que puede llegar a -5 °C, y calentarse hasta una temperatura entre 6 °C y 10 °C. Siendo así, y si la temperatura del circuito de consumo no es muy elevada, unos 35 °C en aplicaciones de calefacción con suelo radiante, el *COP* estacional puede ser algunas unidades superior al *COP* de las DXHP.

En estas instalaciones es necesario hacer un estudio geológico previo del terreno porque, en algunos casos, la transferencia de calor por conducción no es suficiente o, en otros, porque se puede formar hielo alrededor del intercambiador, lo que haría disminuir el *COP*.

Esta configuración también se puede utilizar para refrigeración en verano, lo que supone una clara ventaja frente a otras configuraciones. En este caso, la temperatura del suelo se mantiene entre 13 °C y 20 °C, y la temperatura del fluido caloportador que circula por el bucle enterrado disipando calor está entre 35 °C y 50 °C.

También puede ser otra ventaja no necesitar espacio en la superficie, ni elementos mecánicos en la unidad exterior, lo que facilita o elimina la necesidad de realizar mantenimiento. Y quizá no haya que dejar de hablar del posible impacto ambiental que ocasionen estas instalaciones, principalmente por la sobreexplotación de acuíferos que estén en contacto con los bucles enterrados.

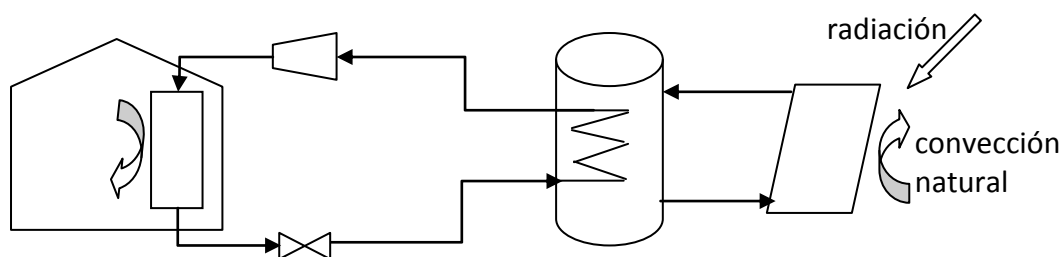


**Figura 2.5** Esquema básico de una bomba de calor geotérmica.

### 2.2.2 SAHP (Bomba de calor con asistencia solar)

En este caso, el refrigerante del evaporador absorbe calor de un tanque interacumulador de agua que previamente se ha calentado con energía solar (figura 2.6). Este sistema tiene un circuito primario entre los captadores térmicos y el tanque, y otro circuito secundario entre la bomba de calor y el mismo tanque. La función de este interacumulador es almacenar energía y, dependiendo de los colectores utilizados, la temperatura del agua puede variar.

Si la energía almacenada es suficiente, la temperatura de evaporación se puede controlar para que la relación de compresión sea muy baja, aunque el volumen del depósito y la superficie de captación requerida pueden hacer que no sea económicamente viable la instalación. También, la necesidad de depósito con intercambiadores intermedios hace que las pérdidas de calor en este sistema sean elevadas.



**Figura 2.6** Esquema básico de una bomba de calor con asistencia solar.

### 2.2.3 DXSAHP (Bomba de calor de expansión directa con asistencia solar)

Como el estudio experimental presentado en esta tesis, tanto para el equipo comercial como para el finalmente ensayado, se ha hecho a partir de esta configuración, la exposición que se hace es más detallada.

La DXSAHP sustituye el evaporador convencional, constituido por un intercambiador de tubo aleteado, por un campo de colectores donde se evapora el refrigerante después de haber sido expansionado (figura 2.7). La transferencia de calor en el colector-evaporador se produce por convección natural, convección forzada provocada por el viento y radiación, siendo esta última su característica más importante. Es interesante leer la comparación que hace Sushil (1984) con unidades exteriores fan-coil, donde se comprueba cómo en determinadas condiciones ambientales, e incidiendo la radiación solar sobre los colectores, la eficiencia de la DXSAHP es superior.



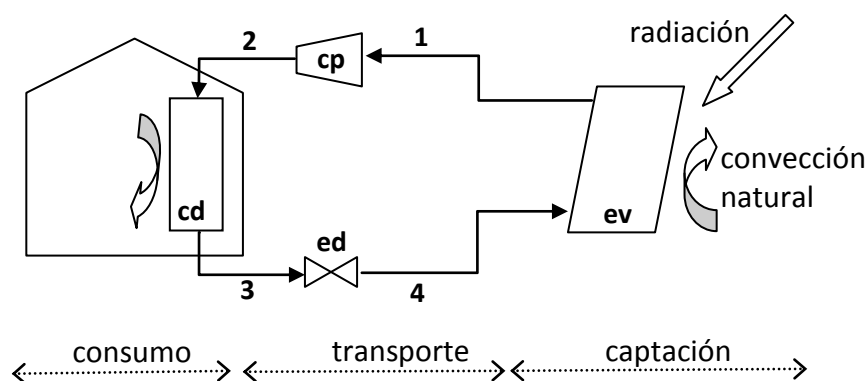
**Figura 2.7** Campo de colectores solares.

El equipo funciona de acuerdo a un ciclo de refrigeración de compresión mecánica simple y está compuesto por tres subsistemas. El subsistema n.º 1 es el de captación térmica, con colectores-evaporadores (proceso 4-1, figura 2.8) en los que se absorbe calor del exterior. Este equipo tiene como unidad exterior unos colectores solares que hacen la función de evaporador, donde el refrigerante se evapora absorbiendo calor del



medio que le rodea por radiación solar y por convección del aire ambiente. El subsistema n.º 2 transporta esta energía hasta la unidad interior y puede estar formado por dos circuitos independientes que se comunican a través de un condensador (proceso 2-3, figura 2.8). El primer circuito está formado por los componentes de una bomba de calor que absorbe el calor en el evaporador y lo cede al condensador, trabaja con un compresor y el dispositivo de expansión es una VET. El segundo circuito, opcional, transporta el calor desde el condensador hasta las unidades terminales interiores (fan-coil o tanque de ACS) con la ayuda auxiliar de una bomba de agua (este circuito, por simplificar, no se ha representado en la figura 2.8).

Por último, el subsistema n.º 3 es de consumo, bien para climatización calentando el aire de retorno del local o bien para ACS calentando el agua de un depósito o tanque acumulador. En los primeros apartados del capítulo 4 se detalla la instalación comercial.



**Figura 2.8** Esquema básico de una bomba de calor de expansión directa con asistencia solar.

La diferencia fundamental entre esta configuración y las anteriores está en el sistema de captación. Estos equipos:

- Pueden absorber energía térmica por absorción de la radiación solar.
- Cuando absorben radiación solar, la temperatura de evaporación puede, incluso, superar a la temperatura ambiente. Esto es debido a que, con radiación, la

temperatura de la superficie del colector puede ser superior a la del ambiente que le rodea. Si la temperatura de evaporación es mayor, la relación de compresión es menor y el consumo del compresor también será menor. Aumenta el *COP*, por tanto, cuando incide radiación solar sobre el colector.

- No tienen ventiladores en la unidad exterior, por lo que el consumo de los elementos auxiliares es menor. Como esta unidad exterior no tiene elementos móviles, no requiere mantenimiento mecánico.
- No realizan desescarches. Aunque la transmisión de calor es menor cuando el colector tiene una capa de hielo sobre su superficie, el intercambio de calor con el exterior sigue existiendo.

En cuanto a los inconvenientes que puede tener esta configuración:

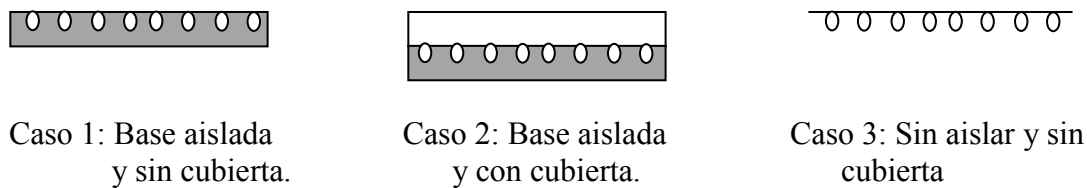
- Requieren superficie en el exterior para instalar los colectores.
- Cuando nieva se forma una capa de hielo sobre los colectores, que puede permanecer sobre la superficie hasta que la temperatura del colector supere 0 °C.

### **2.3 Revisión bibliográfica de equipos DXSAHP y estado actual de esta tecnología**

Revisando las publicaciones anteriores, desde que Sporn and Ambrose (1955) realizaron los primeros trabajos con este concepto de máquina, varios autores han seguido su estudio.

Abordaremos esta sección desde dos enfoques: el primero, más teórico, tiene que ver con los estudios que han modelado el sistema, tanto en la parte de refrigeración con compresión mecánica como en la parte de captación solar. El otro enfoque, más experimental, tendrá que ver con los ensayos aplicados a ACS y calefacción. En ambas aplicaciones la temperatura del agua del circuito de consumo es un parámetro importante, ya que la temperatura de condensación y la eficiencia dependen de esta temperatura del agua.

Se inicia la revisión bibliográfica con los estudios que realizó Chaturvedi (1980). El autor expuso la teoría del equilibrio homogéneo, que modela el flujo bifásico en un colector solar para conocer la eficiencia térmica de una DXSAHP. En este artículo, el calor absorbido por el colector se determina a partir de la diferencia entre ganancias y pérdidas térmicas, y define su rendimiento como la relación entre la energía absorbida por el refrigerante y la energía que incide sobre el colector. Compara la eficiencia de varios modelos de colector (figura 2.9): con la cara posterior aislada, con la parte posterior aislada y con cubierta de cristal, y con colectores sin ningún aislante, como el que se utiliza en el prototipo ensayado, y llega a la conclusión de que éstos últimos, los de menor coste, alcanzan una eficiencia de colector y un *COP* muy competitivos.

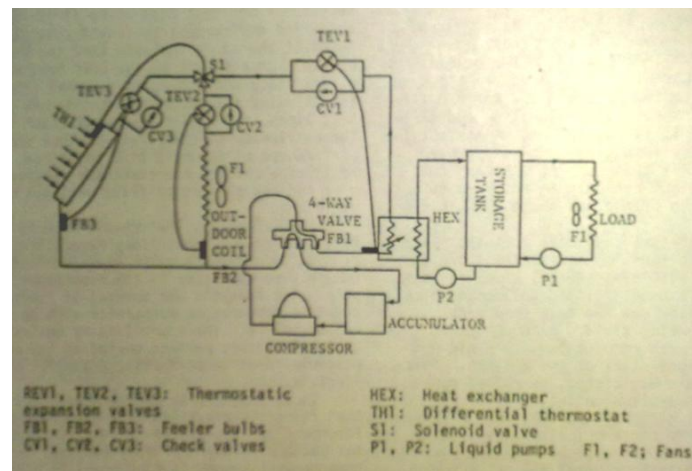


**Figura 2.9** Diferentes modelos de colector solar.

En esta tesis, la eficiencia del colector se ha determinado a partir de la superficie útil en la que se produce el cambio de estado, por ser el calor sensible que absorbe el vapor al recalentarse a la salida del evaporador despreciable frente al calor latente de cambio de estado. También, se ha considerado que el incremento de energía que absorbe el colector en el área donde se recalienta el vapor se compensa con el aumento del volumen específico del refrigerante a la entrada del compresor, por lo que el caudal que circula por el ciclo disminuye y, de este modo, la potencia frigorífica apenas varía.

Pocos años más tarde, Chaturvedi publicó con Sushil (1984) un trabajo experimental y comparó los resultados con los obtenidos teóricamente. Es de destacar que el modelo teórico desarrollado por Sushil (1984) desprecia la pérdida de presión en el colector-evaporador por estar en un rango entre el 25% y el 35%. Este modelo es una versión

simplificada del que expuso en la publicación de 1980. Como veremos en el capítulo 3, el modelo expuesto en esta tesis sí tiene en cuenta la pérdida de presión, medida experimentalmente. También, Sushil (1984) midió el parámetro característico de este tipo de sistemas; es la temperatura de evaporación, que puede llegar a ser hasta 10 °C mayor que la temperatura exterior. Cuando la radiación incide sobre la superficie del colector, éste aumenta su temperatura, y la temperatura de evaporación también lo hace. Dependiendo de las condiciones exteriores, la temperatura de evaporación puede llegar a ser mayor que la temperatura ambiente exterior. En los capítulos 4 y 5, aplicados a calefacción y ACS, el lector podrá ver en las figuras experimentales cómo varían estos parámetros; también en la solución del modelo teórico, en el capítulo 3, se podrá verificar este mismo razonamiento. Finalmente, Sushil (1984), en su trabajo experimental aplicado a ACS (figura 2.10) obtuvo un *COP* entre 2 y 3, similar, como decíamos, a los resultados que se expondrán en esta tesis.



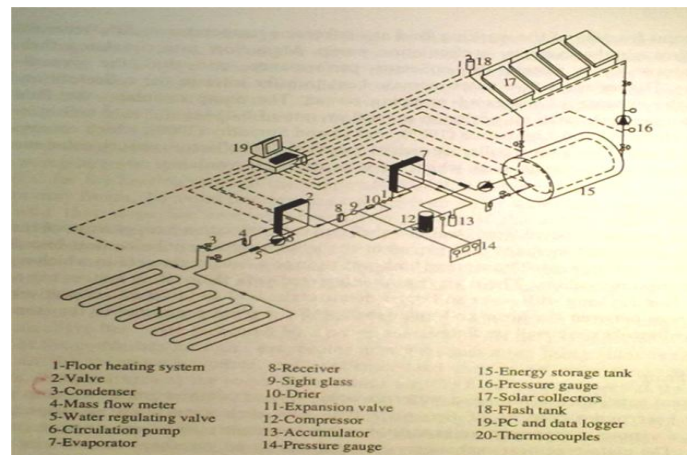
**Figura 2.10** Esquema de principio de la máquina de Sushil (1984).

Otros autores, como Ito (1999), hicieron un estudio teórico-experimental parecido aplicado a agua caliente, y obtuvieron el trabajo del compresor a partir de la temperatura de evaporación y de la temperatura del agua a la entrada del condensador. También realizaron ensayos con diferentes paneles, área de colector, espesor y distancia entre los

tubos por los que circula el refrigerante. La conclusión es que la variación de estos parámetros no altera significativamente el *COP*, siempre teniendo en cuenta que los colectores no trabajen en condiciones extremas, cuando la radiación incidente sea máxima. A mediodía, con radiación solar, la temperatura de evaporación que obtuvieron fue 17 °C superior a la exterior (8 °C). Y el *COP* fue de 5.3 cuando la temperatura de condensación era de 40 °C.

Kuang (2003) hizo un análisis experimental aplicado a ACS, y obtuvo la relación entre el volumen de almacenamiento y la superficie de los colectores, en función de la eficiencia energética y del rendimiento del colector. Muestra figuras en las que el *COP* aumenta con el área de colector, y la eficiencia de colector disminuye con las mismas áreas. El volumen de almacenamiento influye inicialmente en el *COP* y en la eficiencia de los colectores, aunque a partir de cierto volumen el *COP* se mantiene muy constante. De acuerdo con sus resultados, el trabajo expuesto en esta tesis está dentro del rango óptimo.

Yumrutas (2004) realizó un estudio para suelo radiante con una SAHP (figura 2.11) haciendo balances energéticos diarios, con energía recibida y energía absorbida por el sistema, y obtuvo un *COP* entre 2.5 y 3.5 con temperatura de almacenamiento de 39.7 °C. Para esta aplicación, que requiere menor temperatura en el sistema de consumo, se obtienen mejores resultados que los obtenidos en calefacción con unidades fan-coil.



**Figura 2.11** Esquema básico con suelo radiante y tanque de almacenamiento (Yumrutas, 2004).

El suelo radiante es la principal aplicación de la DXSAHP, se obtienen eficiencias que difieren según las variables ambientales y las condiciones de ensayo, pero son eficiencias claramente superiores. Se ha de considerar, también, que la temperatura del sistema de consumo (circuito de suelo radiante) se alcanza con seguridad. Una vez arranca la máquina, conforme la temperatura del sistema de consumo asciende, la temperatura de condensación también lo hace, asegurando en todo caso la temperatura deseada.

En otro caso, cuando el sistema utiliza como unidades interiores emisores térmicos, se necesitan altas temperaturas en el circuito que transporta el calor hasta el condensador. Altas temperaturas en el condensador conllevan altas presiones de condensación y mayor relación de compresión, por lo que la eficiencia energética de los equipos es muy baja. Chaturvedi (2008) propuso un sistema DXSAHP con doble compresión mecánica para aplicaciones de alta temperatura, en un rango entre 60-90 °C, y obtuvo una eficiencia alrededor de 2. Comparó los resultados con una instalación de simple compresión y desarrolló un procedimiento gráfico para determinar el área de colector en función del desplazamiento volumétrico del compresor. En esta instalación utilizó colectores solares con cubierta de cristal.

Gorozabel (2005) comparó en dos configuraciones de colector, con y sin cubierta de cristal, los rendimientos y el *COP* en función del volumen desplazado por el compresor y el área de panel, obteniendo resultados levemente mejores en el colector con cubierta. También comparó el *COP* de diferentes refrigerantes, siendo el *COP* del R134a algunas décimas superior al *COP* del resto de los refrigerantes actuales. El R410A se muestra más eficiente que el R407c o R404A, pero no tanto como el R134a. En la instalación motivo de esta tesis recircula este refrigerante. Así se eligió, también, porque trabaja a baja presión, lo que puede ser importante cuando la radiación incide sobre los colectores.

Kuang (2006) estudió la posibilidad de que el DXSAHP sea multifunción, satisfaciendo las necesidades de calefacción con suelo radiante y ACS. Con un compresor de caudal variable obtuvo eficiencias entre 2.6 y 3.3 cuando operaba únicamente con suelo radiante, y *COP* entre 2.1 y 2.7 cuando operaba también calentando ACS a 50 °C. Estos valores son muy similares a los obtenidos en esta tesis.

Li (2007b) mostró datos experimentales y eficiencias calentando agua. Obtuvo un *COP* de hasta 6.6 cuando elevaba la temperatura del agua de 13.4 °C hasta 50.5 °C, con temperatura exterior de 20.6 °C e intensidad de radiación de 955 W/m<sup>2</sup>; por la noche con temperatura exterior de 17.1 °C el *COP* que obtuvo fue de 3.1.

Kong (2011) propuso y validó experimentalmente un programa de simulación basado en modelos para los componentes y para la carga de refrigerante. Los resultados obtenidos por este autor son muy diferentes a los presentados en esta tesis. Esto puede ser debido a las diferentes condiciones experimentales y ambientales.

Especial interés se ha mostrado por los diferentes métodos para obtener el rendimiento volumétrico del compresor de la máquina. Cuando el estudio parte de un determinado compresor, con un desplazamiento volumétrico dado, es importante conocer el rendimiento volumétrico que tiene asociado. Este rendimiento es experimental y tiene en cuenta la pérdida de caudal másico debido al rozamiento del vapor refrigerante con las válvulas o clapetas y, principalmente, el volumen muerto que existe en la culata del compresor. Se citan algunos trabajos representativos como el de Sushil (1984), que lo

determinó experimentalmente; Kuang (2006), que utilizó el método de Jordan Priester; Li (2007), que tomó un valor fijo; Chaturvedi (1980), que utilizó ecuaciones experimentales dadas por un fabricante (Carrier, 1967); y Hawlader (2001), que utilizó la correlación desarrollada por Cleland (1994). Y se menciona especialmente el estudio teórico experimental que hizo Bernier (1979), por todas las citas de este autor en la presente tesis.

En numerosas publicaciones se han estudiado sistemas de caudal volumétrico variable de refrigerante, han sido estudios teóricos y estudios experimentales que han aplicado la misma tecnología que se emplea en los equipos DXHP comerciales. Variando el caudal volumétrico del refrigerante se puede adaptar el desplazamiento del compresor al vapor que se genera en el evaporador. Así, cuando las condiciones exteriores son tales que se genere poco vapor, el compresor reduce su velocidad y disminuye el consumo.

Haciendo un resumen de los estudios más significativos se puede ver la relación directa entre la velocidad del compresor y la eficiencia del equipo y del colector. Kuang (2003) relacionó estos parámetros de forma que, según la velocidad del compresor es mayor, el *COP* disminuye y la eficiencia del colector aumenta.

Chaturvedi (1998) relacionó la potencia térmica y el consumo, y comprobó que conforme aumenta la potencia térmica, aumenta el consumo del compresor. Pero la relación entre uno y otro, el *COP*, disminuye con la velocidad del compresor. En este mismo trabajo Chaturvedi resaltó la importancia de disminuir las revoluciones del compresor para ajustarse a la carga térmica requerida cuando las condiciones exteriores mejoran. Esta reducción provoca un fuerte aumento de *COP*. Con un rango de frecuencia entre 30 Hz y 70 Hz, sus resultados indican que el *COP* es menos sensible a la temperatura exterior a altas frecuencias de operación que a bajas frecuencias.

Hawlader (2001) realizó otro estudio en el que mostró la relación entre el área de los colectores, la radiación solar, el volumen de agua almacenada (para aplicaciones de ACS) y el *COP* en sistemas con velocidad del compresor variable.



Como resumen, se puede decir que tantas variables ambientales y de funcionamiento en juego, con efectos cruzados muchas veces, hacen que la regulación con centralita electrónica pueda tener un papel importante en la eficiencia y fiabilidad de estas máquinas. Como en buena parte de las aplicaciones con energía solar, el aprovechamiento de esta energía se limita a unas pocas horas al día y no todos los días del año. Si la máquina está bien dimensionada y diseñada, el *COP* aumenta cuando las condiciones exteriores mejoran, y más cuando hay radiación solar, pero coincidiendo con una menor demanda. La relación inversa entre eficiencia y demanda hace que sea necesario buscar un equilibrio entre coste inicial y prestaciones.

La máquina comercial inicialmente ensayada no responde a la radiación solar, su eficiencia no varía cuando el sol incide sobre los colectores. Cuando la energía exterior absorbida supera un cierto valor, que puede corresponder a temperaturas medias de un día soleado, el mecanismo de seguridad por presión en el condensador se activa, por lo que el equipo deja de funcionar. Aunque las perspectivas comerciales apuntaban datos de catálogo muy optimistas, los resultados de la monitorización presentados en esta tesis no han llegado hasta los niveles inicialmente difundidos.

## 2.4 Bibliografía

Apréa C, Mastrullo R, Renno C. *Experimental analysis of the scroll compressor performances varying its speed*. Appl Therm Eng; 2006:983-92.

Bernier J. *La pompe de chaleur: Mode d'emploi*. Paris: PYC Editions; 1979.

Chaturvedi SK, Abdel-Salam TM, Sreedharam SS, Gorozabel FB. *Two-stage direct expansion solar-assisted heat pump for high temperature applications*. Applied Thermal Engineering 2008. doi:10.1016/j.applthermaleng. 2008.10.010.

Chaturvedi SK, Chen DT, Kheireddine A. *Thermal performance of a variable capacity direct expansion solar-assisted heat pump*. Energy Convers Mgmt. Vol 39; 1998:181-91.

Chaturvedi SK, Chiang YF, Roberts AS. *Analysis of two-phase flow solar collectors with application to heat pumps*. ASME Paper 80-WA/Sol-32; 1980.

Chen Yu, Halm NP, Braun JE, Eckhard AG. *Mathematical modeling of scroll compressor e part II: overall scroll compressor modeling*. Int J Refrigeration; 2002:751-64.

Clelan AC. *Polynomial curve fit for refrigerant thermodynamic properties: extension to include R134a*. International Journal of Refrigeration 17 (4); 1994: 245-9.

*Compressors: Application Data, Expanded Ratings*. Carrier Corporation; 1967.

Danfoss. *Datasheet, technical data maneurop reciprocating compressor type*; 2008.

Gorozabel FB, Chaturvedi SK, Almogbel A. *Analysis of a direct expansion solar assisted heat pump using different refrigerants*. Energy Conversion and Managemant; 2005: 2614-24.

Hawladar MNA, Chou SK, Ullah MZ. *The performance of a solar assisted heat pump water heating system*. Applied Thermal Engineering 21; 2001: 1049-65.

Ito S, Miura N, Wang K. *Performance of a heat pump using direct expansion solar collectors*. Solar Energy; 1999: 189-96.

Izquierdo M., Moreno-Rodríguez A., González-Gil A., García-Hernando N. *Air conditioning in the region of Madrid, Spain: An approach to electricity consumption, economics and CO<sub>2</sub> emissions*. Energy 36; 2011: 1630-39.

Kara O, Ulgen K, Hepbasli A. *Exergetic assessment of direct-expansion solar-assisted heat pump systems: Review and modeling*. Renewable and sustainable energy reviews 2007; doi: 10.1016/j.rser.2006.12.001.

Kong XQ, Zhang D, Li Y, Yang QM. *Thermal performance analysis of a direct-expansion solar-assisted heat pump water heater*. Energy 2011; doi:10.1016/j.energy.2011.10.013.

Kuang YH, Sumathy K, Wang RZ. *Study on a direct-expansion solar-assisted heat pump water heating system*. International Journal of Energy Research 27; 2003: 531-48.

Kuang YH, Wang RZ. *Performance of a multi-functional direct-expansion solar assisted heat pump system*. Solar Energy 80; 2006: 795-803.

LG Air Conditioners. *Product data Multi V*. Seoul 150-721, Korea; 2010.

Li YW, Wang RZ, Wu JY, Xu YX. *Experimental performance analysis and optimization of a direct expansion solar-assisted heat pump water heater*. Energy;

2007: 1361-74.

Li YW, Wang RZ, Wu JY, Xu YX. *Experimental performance analysis on a direct expansion solar-assisted heat pump water heater*. Applied Thermal Engineering; 2007: 2858-68.

Moran MJ y Shapiro HN. *Fundamentos de Termodinámica Técnica*. Editorial Reverté S.A. Barcelona ;1999.

Rapin PJ y Jacquard P. *Instalaciones frigoríficas*. Marcombo, Boixareu Editores. Barcelona; 1997.

Qureshi TQ, Tassou SA. *Variable speed capacity control in refrigeration system*. Appl Therm Eng 13; 1996: 103-13.

*Reglamento de Instalaciones Térmicas en Edificios (RITE)*. Ministerio de Industria, Turismo y Comercio; 2007.

Rey FJ y Velasco E. *Bombas de Calor y Energías Renovables en Edificios*. Thomson Editores, Paraninfo S.A.; 2005.

Shao S, Shi W, Li X, Chen H. *Performance representation of variable-speed compressor for inverter air conditioners based on experimental data*. International Journal Refrigeration; 2004: 805-15.

Solvay Fluor Solkane Catalog; 2006.

Sporn P, Ambrose ER. *The heat pump and solar energy. Proceedings of the World Symposium on Applied Solar Energy*, Phoenix, Arizona; 1955.

Sushil K, Chaturvedi SK Shen JY. *Thermal performance of a direct expansion solar-assisted heat pump*. Solar Energy; 1984: 155-62.

Tassou SA, Qureshi TQ. *Comparative performance evaluation of positive displacement compressors in variable- speed refrigeration applications*. International Journal of Refrigeration; 1998: 29-41.

Yu FW, Chan KT. *Experimental determination of the energy efficiency of an air-cooled chiller under part load condition*. Energy; 2005: 1747-58.

Yumrutas R, Kaska Ö. *Experimental investigation of thermal performance of a solar assisted heat pump system with an energy storage*. International Journal of Energy Research 28; 2004: 163-65.



## Capítulo 3: MODELO TEÓRICO

### Contenido

---

- 3.1 Modelización
  - 3.2 Ciclo de compresión mecánica
  - 3.3 Colector
  - 3.4 Aplicaciones del modelo teórico: calefacción y ACS
  - 3.5 Resultados del modelo
  - 3.6 Conclusiones del modelo
  - 3.7 Bibliografía
- 

*En este capítulo se propone un modelo teórico que determina las características de funcionamiento de una DXSAHP. A partir de la temperatura exterior, del viento y de la radiación solar, y haciendo un balance de energía con los mecanismos de transferencia de calor en el campo de colectores, obtenemos la ecuación en forma diferencial con la que se determinará el calor que absorberá la máquina para ser transportado y finalmente consumido. Para conocer el calor transportado entre los colectores y el sistema de consumo, empleamos las ecuaciones del ciclo de compresión mecánica de refrigeración. No todo el calor que captan los colectores-evaporadores es absorbido por el refrigerante del circuito frigorífico; aplicamos por ello un rendimiento que tiene en cuenta sólo la superficie del colector en la que la transferencia de calor es relevante.*

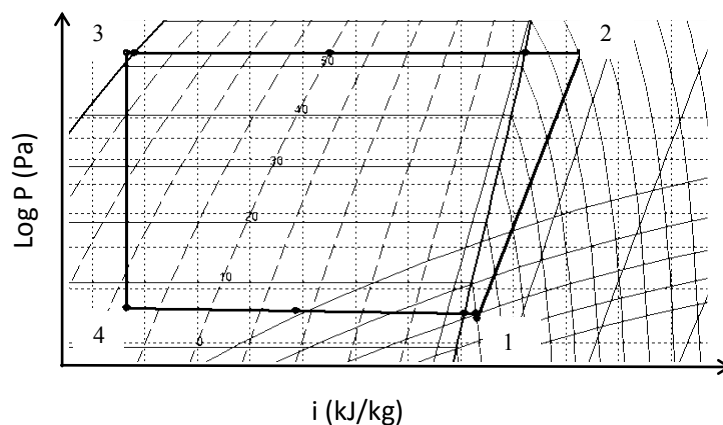
### 3.1 Modelización

Mediante un balance de energía que tiene en cuenta la transferencia de calor por radiación, conducción y convección se obtiene la ecuación en forma diferencial que determina la distribución de temperaturas y la potencia calorífica transferida desde el aire o desde el sol hasta el colector-evaporador. Posteriormente, esta potencia es transportada por el refrigerante de una máquina de compresión mecánica hasta el condensador, y finalmente es cedida como calor útil en aplicaciones de ACS, o para su uso en calefacción.

Este modelo está publicado con el título: “Theoretical model and experimental validation of a direct-expansion solar assisted heat pump for domestic hot water applications” A. Moreno-Rodríguez et al. Energy 45; 2012: 704-15.

### 3.2 Ciclo de compresión mecánica

La figura 3.1 describe un ciclo de refrigeración de compresión mecánica simple. Según las diferentes aplicaciones, este ciclo se puede representar a partir de las temperaturas de evaporación y de condensación, y de las temperaturas del vapor recalentado (estado 1, figura 3.1) y del líquido subenfriado (estado 3, figura 3.1).



**Figura 3.1** Diagrama presión entalpía del ciclo de refrigeración para el R134a.

El refrigerante llega al evaporador después de expansionarse (proceso 3-4, figura 3.1) y se genera una mezcla bifásica (estado 4, figura 3.1) con un título de vapor que depende de la temperatura del líquido subenfriado. El refrigerante líquido absorbe a baja presión parte del calor que llega al colector-evaporador, (proceso 4-1, figura 3.1), produciéndose inicialmente un cambio de estado de líquido a vapor y, posteriormente, antes de entrar en el compresor un recalentamiento (estado 1, figura 3.1). A partir de este recalentamiento, que fija el dispositivo de expansión, se regula el caudal másico del refrigerante. Por ser el compresor de regulación todo-nada, el volumen que desplaza es constante, pero el volumen específico del vapor varía según las condiciones de aspiración. Tanto en el evaporador como en la línea de aspiración que comunica este intercambiador con el compresor, se ha tenido en cuenta su correspondiente pérdida de presión.

El trabajo específico realizado por el compresor

$$w_{cp} = \frac{i_2 - i_1}{\eta_{is} \cdot \eta_{me-el}} \quad (3.1)$$

se obtiene a partir de la diferencia de entalpías y de la aplicación del rendimiento isentrópico del refrigerante, y de los rendimientos eléctrico y mecánico, de acuerdo con Bernier (1979). El valor dado al rendimiento eléctrico y mecánico ( $\eta_{el-me}$ ), referenciado algunas veces como el rendimiento del compresor es 0.75, un valor acorde con Kara (2007), Mohanraj (2009) y Li (2007).

El caudal másico de refrigerante que circula por el equipo viene dado por:

$$\dot{m}_r = \frac{VD}{v} \cdot \eta_v \quad (3.2)$$

Siendo el rendimiento volumétrico expresado en esta ecuación el dado por la relación experimental:

$$\eta_v = 0.9 - 0.035 \cdot \frac{P_2}{P_1} \quad (3.3)$$

que se ha obtenido a partir del trabajo específico ( $w_{cp}$ ) y del consumo experimental de la máquina ( $W_{cp}$ ).

$$W_{cp} = \dot{m}_r \cdot w_{cp} \quad (3.4)$$

El valor del rendimiento volumétrico es similar al que obtuvieron otros autores, como Sushil (1984) que lo determinó experimentalmente, Kuang (2003) que utilizó el método de Jordan Priester, Li (2007) que tomó un valor fijo, Chaturvedi (1980) que utilizó ecuaciones experimentales dadas por un fabricante (Carrier, 1967) y Hawlader (2001) que utilizó la correlación desarrollada por Cleland (1994). Bernier (1979) también obtuvo en un estudio teórico valores similares de rendimiento volumétrico para el R12, refrigerante que trabaja a presiones muy parecidas a las del R134a.

Así, la potencia térmica absorbida en el evaporador se obtiene por la ecuación:

$$Q_{ev} = \eta_v \cdot \frac{VD}{v} \cdot (i_1 - i_4) \quad (3.5)$$

De la que se puede deducir que el calor sensible absorbido por el vapor de refrigerante al recalentarse produce un aumento de su volumen específico y, por tanto, una disminución de su caudal (ecuación 3.2). Este efecto compensa el aumento de entalpía por recalentamiento (ecuación 3.5), por lo que la potencia frigorífica del equipo no varía apreciablemente.



La potencia cedida por el condensador se obtiene por la ecuación,

$$Q_{cd} = (Q_{ev} + W_{cp}) \cdot \eta_{uh} \quad (3.6)$$

donde aparece el rendimiento  $\eta_{uh}$ , que cuantifica el calor que efectivamente transfiere la bomba de calor al subsistema de consumo. El calor no transferido tiene su origen en dos causas principales: en primer lugar, las pérdidas asociadas a la existencia del intercambiador de calor-condensador (Alfa Laval, 2013; Yi-Yie, 1999 y Longo 2008) y, en segundo lugar, las pérdidas en la línea de descarga del compresor, del propio compresor y del separador de aceite. Según el estudio teórico y experimental llevado a cabo sobre un equipo de similares características al analizado en esta tesis por Staley, Bullard y Crawford (1992), el efecto conjunto de ambas causas puede cifrarse en unas pérdidas de calor globales próximas al 20%, por lo que en esta tesis se ha considerado un valor del 80% para el rendimiento  $\eta_{uh}$ .

La relación entre la potencia cedida por el condensador y la potencia absorbida por el equipo será el coeficiente de eficiencia energética:

$$COP = \frac{Q_{cd}}{W_{cp}} \quad (3.7)$$

Y, teniendo en cuenta la potencia absorbida por los equipos auxiliares ( $W_{aux}$ ), la eficiencia del equipo viene dada por la ecuación:

$$COP_{aux} = \frac{Q_{cd}}{W_{cp} + W_{aux}} \quad (3.8)$$

### 3.3 Colector

El campo de colectores, que trabaja como evaporador, intercepta la radiación solar global. Su efecto sobre la superficie de captación diferirá según la hora del día y las condiciones ambientales. Dependiendo del periodo de funcionamiento se considerará radiación absorbida y emitida durante las horas diurnas, y radiación emitida durante la noche.

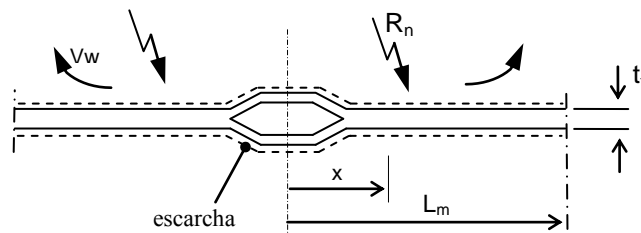
A partir de la radiación global medida por un piranómetro ( $R_g$ ) y de la temperatura del cielo dada por la ecuación de Swinbank (Duffie y Beckman, 1980),

$$T_{sky} = 0.0552 \cdot T_{out}^{1.5} \quad (3.9)$$

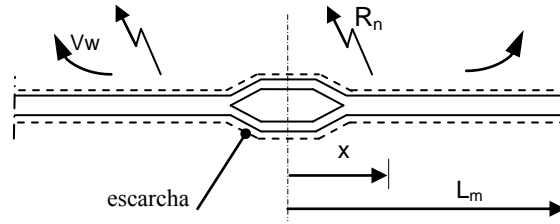
se puede establecer el balance de ganancias y pérdidas. De esta forma se obtiene la radiación neta,  $R_n$ .

$$R_n = \alpha \cdot R_g - \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_x^4 - T_{sky}^4) \quad (3.10)$$

En las figuras 3.2 y 3.3 se muestra el esquema de la sección transversal del tubo aleteado de un colector solar de espesor  $t_f$  y longitud  $2L_m$ , el primero con exposición solar y el segundo sin ella. No se ha considerado el efecto del viento en la cara posterior. Cada colector está formado por una longitud  $L_p$  de tubos aleteados distribuidos uniformemente en un panel de superficie  $S$ .



**Figura 3.2** Tubo aleteado del colector expuesto al sol.



**Figura 3.3** Tubo aleteado del colector no expuesto al sol.

La energía transferida por radiación se resume con la ecuación:

$$dQ_{Rn} = R_n \cdot dS \quad (3.11)$$

Siendo  $R_n$  la radiación intercambiada por el captador.

La transferencia de calor por conducción viene dada por la ley de Fourier, ecuación fundamental que se expresa como:

$$Q_x = -k \cdot a \cdot \frac{dT_x}{dx} \quad (3.12)$$

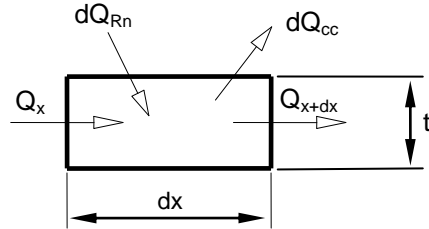
Siendo  $a$  el área de transferencia para una longitud de tubo unidad y espesor  $t_f$ .

Y finalmente, por la ley de enfriamiento de Newton, se obtiene la transferencia de calor por convección,

$$dQ_{cc} = h \cdot (T_{out} - T_x) \cdot dS \quad (3.13)$$

Se comienza haciendo un balance de energía, ecuación (3.14), en un volumen elemental del colector ( $dV$ , figura 3.4), aplicando los mecanismos de transferencia de calor en la ecuación (3.15).

$$dV = t_f \cdot 1m \cdot dx \quad (3.14)$$



**Figura 3.4** Volumen elemental del colector.

$$Q_x + dQ_{Rn} = Q_{x+dx} + dQ_{cc} \quad (3.15)$$

Siendo:

$Q_x$  y  $Q_{x+dx}$  los flujos de calor por conducción en  $x$  y  $x+dx$  respectivamente.

$dQ_{Rn}$  el calor intercambiado por radiación.

$dQ_{cc}$  el calor transferido por convección.

Se fijan dos hipótesis de partida para llegar a la resolución de la ecuación diferencial: en la primera hipótesis se considera que la superficie intermedia que separa dos conductos de refrigerante ( $x = L_m$ ) es adiabática. Y en la segunda, se admite que la temperatura de la superficie del colector en  $x=0$  es igual a la temperatura del refrigerante que se está evaporando.

Para el caso más sencillo, de sólo conducción, el balance de energía en el diferencial de volumen es:

$$Q_x = Q_{x+dx} \quad (3.16)$$

Como:

$$Q_{x+dx} = Q_x + \frac{dQ_x}{dx} \cdot dx \quad (3.17)$$

Entonces:

$$\frac{dQ_x}{dx} = 0 \quad (3.18)$$

Y aplicando a la Ley de Fourier, ecuación (3.12), se obtiene la ecuación

$$-k \cdot a \cdot \frac{d^2 T_x}{dx^2} = 0 \quad (3.19)$$

Cuya solución general es:

$$T(x) = Ax + B \quad (3.20)$$

Que con las condiciones de contorno expresadas anteriormente,

$$x = 0 ; \quad T(0) = T_r \quad (3.21)$$

$$x = L_m ; \quad T(L_m) = T_{L_m} \quad (3.22)$$

se obtiene:

$$T(x) = \frac{T_{L_m} - T_r}{L_m} \cdot x + T_r \quad (3.23)$$

solución para el caso único de conducción.

Si se tiene conducción y convección,

$$Q_x = dQ_{cc} + Q_{x+dx} \quad (3.24)$$

y se realiza el mismo proceso aplicando la ecuación fundamental de convección, ecuación (3.13), se obtiene la ecuación:

$$\frac{d^2 T_x}{dx^2} - \frac{h}{k \cdot t_f} \cdot (T_x - T_{out}) = 0 \quad (3.25)$$

Resolviendo, se obtendrá su solución general, ecuación (3.26), expresión que permite calcular la distribución de temperatura en el colector ( $T_x$ ) entre  $x=0$  y  $x=L_m$ .

$$\xi = C_1 \cdot e^{\lambda x} + C_2 \cdot e^{-\lambda x} \quad (3.26)$$

Siendo  $\xi$  y  $\lambda$ :

$$\xi = T_x - T_{out} \quad (3.27)$$

$$\lambda = \sqrt{\frac{h}{k \cdot t_f}} \quad (3.28)$$

Y con las condiciones de contorno,

$$x=0; \quad T(0) = T_r \quad (3.29)$$

$$x = L_m; \quad \left. \frac{dT_x}{dx} \right|_{x=L_m} = 0 \quad (3.30)$$

Se obtiene:

$$T_x = T_{out} + (T_r - T_{out}) \left[ \frac{e^{\lambda x}}{1 + e^{2\lambda x}} + \frac{e^{-\lambda x}}{1 - e^{-2\lambda x}} \right] \quad (3.31)$$

Aplicando la ecuación (3.12) podemos calcular el flujo de calor que intercambia el colector por los mecanismos de transmisión de conducción y convección con el tubo de refrigerante en  $x=0$ ,

$$Q_{x=0} = -k \cdot L_m \cdot (T_r - T_{out}) \left[ \frac{\lambda}{1 + e^{2\lambda L_m}} - \frac{\lambda}{1 - e^{-2\lambda L_m}} \right] \quad (3.32)$$

Por último, si se considera la radiación solar, la ecuación diferencial se obtiene sustituyendo las ecuaciones (3.11, 3.12 y 3.13) en la ecuación (3.15),

$$Q_x + R_n \cdot dx = Q_x - k \cdot t_f \cdot \frac{d^2 T_x}{dx^2} \cdot dx + h \cdot (T_x - T_{out}) \cdot dx \quad (3.33)$$

Y simplificando:

$$\frac{d^2 T_x}{dx^2} - \frac{h}{k \cdot t_f} \cdot (T_x - T_{out}) + \frac{R_n}{k \cdot t_f} = 0 \quad (3.34)$$

Ecuación lineal de segundo orden no homogénea, cuya solución general es la suma de la solución de la ecuación homogénea (ecuación 3.26) y de una solución particular de la

ecuación no homogénea. Por ser constante el término no homogéneo, la solución particular es *cte*, y se obtiene (Boyce y Di Prima, 2010):

$$\xi = C_1 e^{\lambda x} + C_2 e^{-\lambda x} + \frac{F}{\lambda^2} \quad (3.35)$$

Siendo F:

$$F = \frac{R_n}{k \cdot t_f} \quad (3.36)$$

Con las condiciones de contorno se llega a la solución, obteniendo la temperatura del colector en la ecuación (3.37), y la potencia transferida al tubo en la ecuación (3.38):

$$T_x = T_{out} + \left[ T_r - T_{out} - \frac{R_n}{h} \right] \cdot \left[ \frac{\exp \left[ \sqrt{\frac{h}{k \cdot t_f}} \cdot x \right]}{1 + \exp \left[ 2 \cdot \sqrt{\frac{h}{k \cdot t_f}} \cdot L_m \right]} + \frac{\exp \left[ -\sqrt{\frac{h}{k \cdot t_f}} \cdot x \right]}{1 + \exp \left[ -2 \cdot \sqrt{\frac{h}{k \cdot t_f}} \cdot L_m \right]} \right] + \frac{R_n}{h} \quad (3.37)$$

$$Q_x = t_f \cdot k \cdot \left[ T_{out} - T_r + \frac{R_n}{h} \right] \cdot \left[ \frac{\sqrt{\frac{h}{k \cdot t_f}} \cdot \exp \left[ \sqrt{\frac{h}{k \cdot t_f}} \cdot x \right]}{1 + \exp \left[ 2 \cdot \sqrt{\frac{h}{k \cdot t_f}} \cdot L_m \right]} - \frac{\lambda \cdot \exp \left[ -\sqrt{\frac{h}{k \cdot t_f}} \cdot x \right]}{1 + \exp \left[ -2 \cdot \sqrt{\frac{h}{k \cdot t_f}} \cdot L_m \right]} \right] \quad (3.38)$$

Se puede comprobar en estas ecuaciones que la mayor temperatura superficial se alcanza para  $x = L_m$  y que el mayor flujo de calor está en  $x = 0$ . Se supone que este máximo flujo de calor es transferido al refrigerante que circula por el interior del tubo del colector. Por lo tanto, la potencia que absorbe el refrigerante en un metro lineal de tubo se puede expresar según la ecuación:



$$\begin{aligned}
Q_{x=0} &= -2 \cdot k \cdot t_f \cdot \left. \frac{dT_x}{dx} \right|_{x=0} = \\
&= 2 \cdot t_f \cdot k \cdot \left[ T_{out} - T_r + \frac{R_n}{h} \right] \cdot \left[ \frac{\sqrt{\frac{h}{k \cdot t_f}}}{1 + \exp \left[ 2 \cdot \sqrt{\frac{h}{k \cdot t_f}} \cdot L_m \right]} - \frac{\sqrt{\frac{h}{k \cdot t_f}}}{1 + \exp \left[ -2 \cdot \sqrt{\frac{h}{k \cdot t_f}} \cdot L_m \right]} \right] \quad (3.39)
\end{aligned}$$

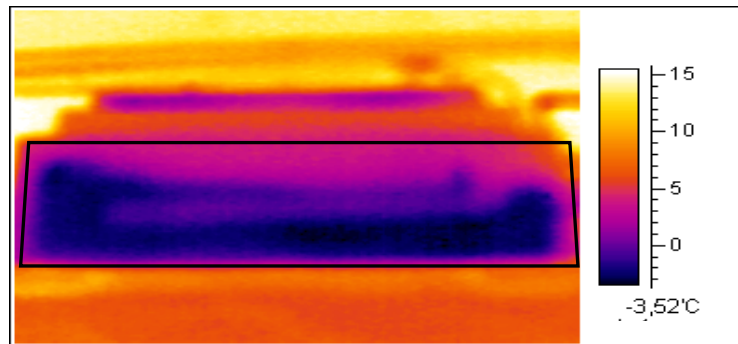
Y la potencia total absorbida por el colector  $Q_{out}$  será el dado por:

$$Q_{out} = Q_{x=0} \cdot L_p \cdot Su \quad (3.40)$$

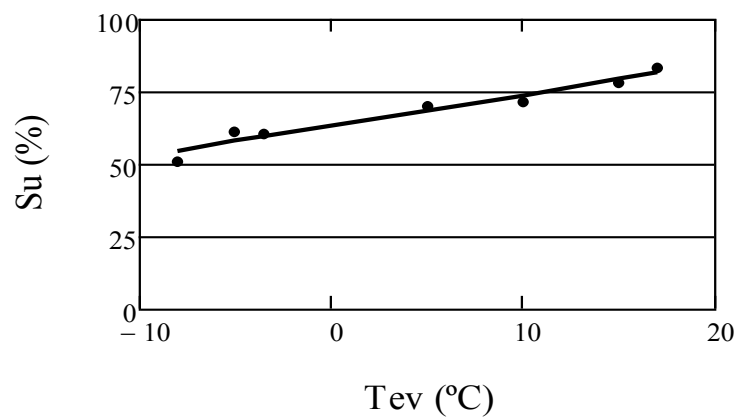
Siendo  $L_p$  la longitud de tubo en el colector, y  $Su$  la relación entre el calor que absorbe el colector y el que absorbería si el cambio de estado se produjese en toda su superficie. Esta relación es la eficiencia del colector.

#### *Calor en el colector-evaporador*

Para evaluar la potencia que absorbe el evaporador ( $Q_{out}$ ) se ha realizado un análisis de procesamiento de imágenes termográficas a  $T_{ev}$  variable, y se ha obtenido la superficie en la que se produce el cambio de fase. En el caso del colector de la figura 3.5, con  $T_{ev} = -3.5^\circ\text{C}$ , el análisis permite concluir que el cambio de estado se produce en el 60% de la superficie. En la figura 3.6 se ha representado el resultado del análisis para todo el rango de  $T_{ev}$  de las medidas experimentales. Se puede ver que cuanto mayor es  $T_{ev}$ , mayor es la superficie donde se produce el cambio de estado y menor es la superficie necesaria para recalentar el vapor.



**Figura 3.5** Imagen termográfica del colector a  $T_{ev} = -3.5^{\circ}\text{C}$ .

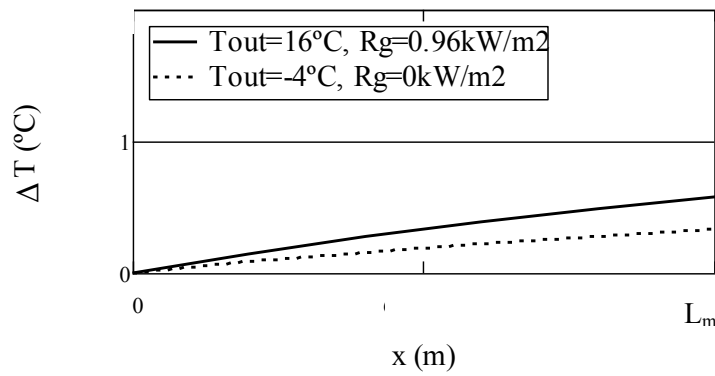


**Figura 3.6** Superficie útil del colector en función de  $T_{ev}$ .

A efectos de evaluar la potencia frigorífica de la máquina, es importante destacar las observaciones hechas en el apartado 3.2 sobre la despreciable variación de potencia frigorífica que produce el recalentamiento del vapor, así como la pequeña importancia que tiene respecto al calor latente intercambiado cuando se produce el cambio de estado del refrigerante.

*Coeficiente de convección:*

En las ecuaciones (3.37 y 3.38) el coeficiente de convección ( $h$ ) dependerá de las condiciones de trabajo del colector. Las correlaciones utilizadas son las dadas por Incropera y De Witt (1999), y es condición necesaria en estas correlaciones que la superficie del colector sea isoterma. Para comprobarlo, a partir de la ecuación (3.37), se obtiene la distribución de temperatura en una sección perpendicular al flujo de refrigerante. En la figura 3.7 se puede observar que la temperatura del colector entre dos tubos varía sólo algunas décimas de grado para diferentes condiciones exteriores, siendo  $T_{ev}$  la temperatura del colector en el tubo por donde circula refrigerante ( $T_x|_{x=0}$ ), y la distancia entre dos tubos  $2L_m$ .



**Figura 3.7** Incremento de temperatura teórica en una sección perpendicular del colector.

En el caso de que en la superficie del colector se condense vapor de agua y la temperatura del refrigerante sea menor que cero, la humedad condensada se congelará formando una capa de hielo de espesor  $e_{ice}$ . En otro caso, se podría formar una capa de nieve. Así, el coeficiente de convección corregido se podrá obtener mediante la ecuación:

$$h_{ice} = \frac{1}{\frac{1}{h} + \frac{e_{ice}}{k_{ice}}} \quad (3.41)$$

Dado que el coeficiente de convección ( $h$ ) depende en la capa límite del colector, tanto de la temperatura de la propia superficie como de la temperatura del ambiente exterior, será necesario obtener su valor a lo largo del tiempo. Para su cálculo, se emplean correlaciones para placas planas propuestas por diversos autores. Para el estudio de la cara expuesta se debe considerar tanto la convección libre como la forzada, sin embargo, en el estudio de la superficie posterior sólo se tendrá en cuenta la convección libre ya que se supone que el viento no entra en contacto con ella. Para la convección forzada laminar sobre placa isoterma se ha utilizado la correlación (3.42), propuesta por Churchill y Ozoe (Incropera y De Witt, 1999),

$$Nu = \frac{0.3387 \cdot Re^{1/2} \cdot Pr^{1/3}}{(1 + (0.0468 / Pr)^{2/3})^{1/4}} \quad (3.42)$$

que se aplica para todos los números de Prandtl.

En otros casos, cuando hay una transición de flujo laminar a turbulento en la placa, utilizamos las condiciones de capa límite mezclada. Integrando sobre las dos regiones, laminar y turbulenta, según las ecuaciones de Chilton-Colburn (Incropera y De Witt, 1999) obtenemos la correlación,

$$Nu = 0.296 \cdot Re^{4/5} \cdot Pr^{1/3} \quad (0.6 < Pr < 60) \quad (3.43)$$

que se utiliza suponiendo que el valor crítico del número de Reynolds es  $5 \cdot 10^5$ .

Como se sabe, el número de Nusselt medio se puede expresar según la expresión:

$$Nu = \frac{h \cdot L_c}{k_{air}} \quad (3.44)$$

El número de Reynolds está dado por:

$$Re = \frac{V_w \cdot L_c}{\nu} \quad (3.45)$$

Y el número de Prandtl es definido por la ecuación:

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (3.46)$$

En las expresiones anteriores,  $V_w$  es la velocidad del viento,  $k_{air}$ ,  $\nu$  y  $\delta$  son la conductividad térmica, la viscosidad cinemática y la difusividad térmica del aire respectivamente, y la longitud característica de la placa es su diagonal.

Para calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección libre en la cara anterior de la placa evaluamos el número de Nusselt según la correlación dada por Churchill y Chu (Incropera y De Witt, 1999):

$$Nu = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 \cdot Ra^{1/6}}{\left( 1 + \left( 0.492 / Pr \right)^{9/16} \right)^{8/27}} \right\}^2 \quad (3.47)$$

Donde  $Ra$  representa el número de Rayleigh, ecuación (3.48),  $\beta$  es el coeficiente de expansión térmica del aire y  $\theta$  es el ángulo que forma el colector con la horizontal.

$$Ra = \frac{g \cos \theta \cdot \beta \cdot (T_l - T_{out}) \cdot L_c^3}{\nu \cdot \delta} \quad (3.48)$$

Rich (Incropera y De Witt, 1999) recomienda sustituir en el número de  $Ra$  el valor  $g$  por  $g \cdot \cos\theta$  cuando se calcula el número de Nusselt en placas inclinadas con ángulos inferiores a  $60^\circ$ , como es este caso.

En otros casos, para convección libre en la cara anterior-caliente y posterior-fría se utilizan las correlaciones de Mc. Adams (Incropera y De Witt, 1999),

$$Nu = 0.54 \cdot Ra^{1/4} \quad 10^4 < Ra < 10^7 \quad (3.49)$$

$$Nu = 0.15 \cdot Ra^{1/3} \quad 10^7 < Ra < 10^{11} \quad (3.50)$$

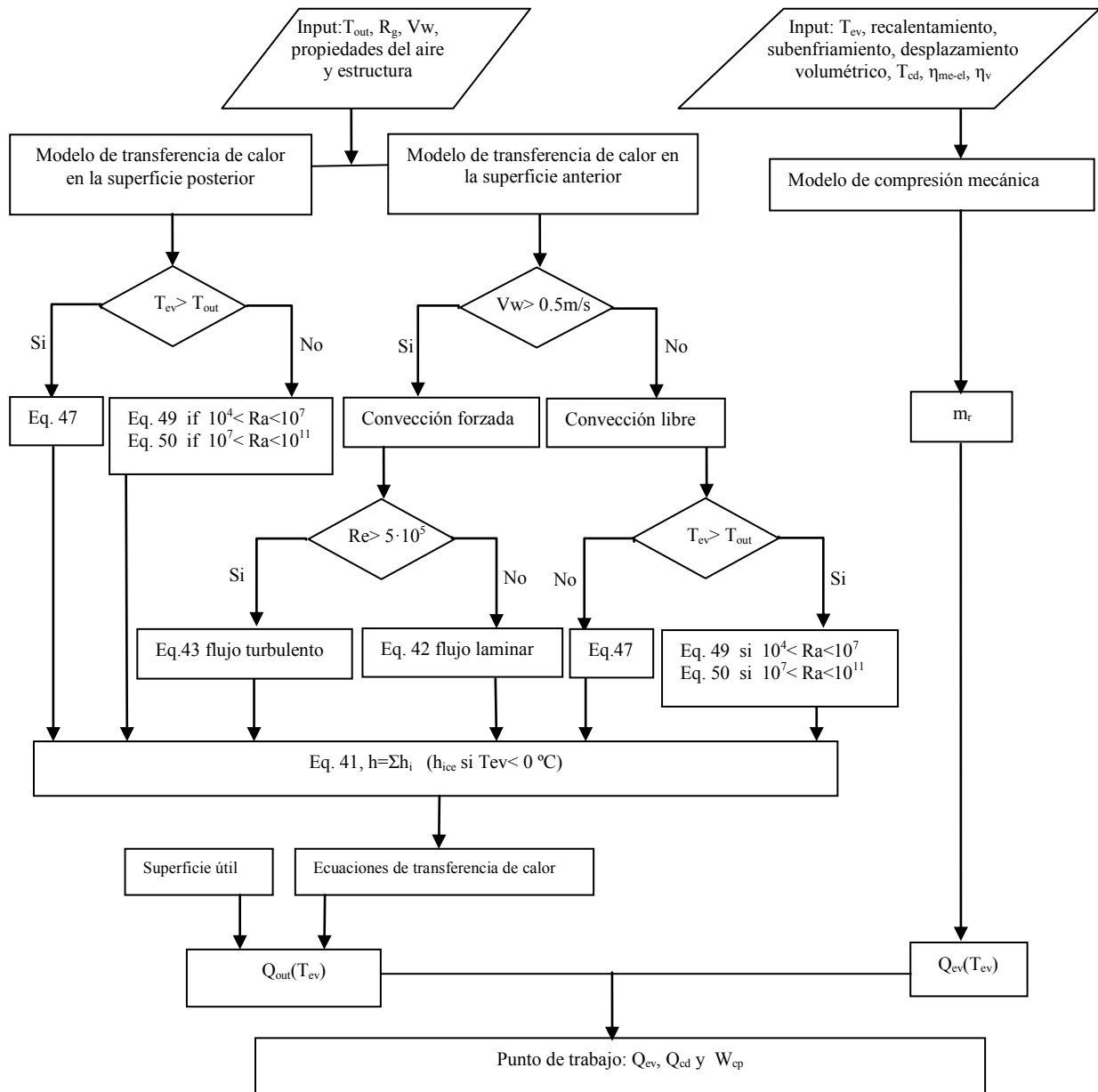
tomando como longitud característica la relación:

$$L_c = \frac{S}{p} \quad (3.51)$$

Por último, se debe tener en cuenta que las propiedades del aire utilizadas en las ecuaciones anteriores deben ser evaluadas por la temperatura de la capa límite ( $T_l$ ), que es el promedio entre la temperatura de la superficie del colector y la temperatura ambiente,

$$T_l = \frac{T_x + T_{out}}{2} \quad (3.52)$$

La figura 3.8 muestra un diagrama de flujo que resume este modelo.



**Figura 3.8** Diagrama de flujo del programa del modelo teórico.

### 3.4 Aplicaciones del modelo teórico: calefacción y ACS

En calefacción, la modelización se ha realizado manteniendo constante la temperatura del foco caliente, es decir, con temperatura constante de retorno del aire a las unidades terminales del sistema de consumo, las unidades fan-coil. Debido al comportamiento real de los intercambiadores, alejado del funcionamiento reversible, los intercambiadores en las bombas de calor convencionales se diseñan para trabajar con un salto de temperatura entre el aire del ambiente interior y la temperatura de condensación ( $\Delta T_{in-cd}$ ) de, aproximadamente, 20 °C. Es decir, la temperatura de condensación es la suma de la temperatura interior más un término de diseño, de forma que  $T_{cd} = T_{in} + \Delta T_{in-cd}$  (Danfoss, 2008). Pero los componentes de la máquina objeto de esta tesis no están dimensionados o diseñados para trabajar con el exceso de energía que absorbe el colector-evaporador cuando hay radiación solar, por lo que la temperatura de condensación en este equipo no sólo depende de la temperatura interior, sino que además depende de las condiciones exteriores: temperatura exterior, velocidad del viento y, principalmente, radiación.

Para cuantificar la dependencia de la temperatura de condensación con las condiciones exteriores se utiliza la temperatura de evaporación, que depende directamente de las condiciones exteriores. Existe una relación entre la variación de temperatura de cambio de estado en el condensador y la variación de temperatura de cambio de estado en el evaporador. La ecuación (3.53) muestra el término de arrastre ( $Dg$ ) relación experimental entre ambas,  $T_{cd}$  y  $T_{ev}$ . Y, como muestra la ecuación (3.54), la temperatura de condensación se obtiene a partir de la temperatura de ambiente interior ( $T_{in} = 20$  °C), del término de diseño ( $\Delta T_{in-cd} = 20$  °C) y del término que recoge la aportación de calor exterior. En el capítulo 4, apartado 6.2, se obtendrá  $Dg$  para esta aplicación.

$$Dg = \Delta T_{cd} / \Delta T_{ev} \quad (3.53)$$

$$T_{cd} = T_{in} + \Delta T_{in-cd} + (Dg \cdot T_{ev} + cte) \quad (3.54)$$



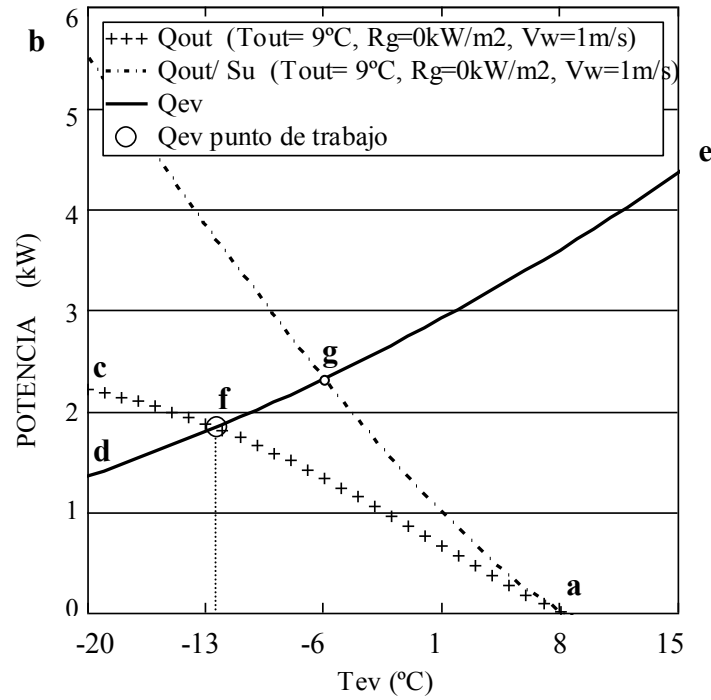
En el caso de aplicaciones de ACS, el estudio se ha hecho a la temperatura de consumo del agua caliente, es decir, para una temperatura del tanque fija. En el proceso de calentamiento del agua, la temperatura de condensación asciende con la temperatura del tanque y, cuando éste alcanza la temperatura de diseño, la temperatura de condensación supera en  $\Delta T_{t-cd}$  la temperatura del tanque. Como este comportamiento se mantiene casi constante en las condiciones de diseño, el estudio se ha realizado a temperatura de condensación constante,

$$T_{cd} = T_t + \Delta T_{t-cd} = cte \quad (3.55)$$

Se puede decir, por tanto, que el término de arrastre para esta aplicación es muy pequeño, y se ha considerado despreciable.

### 3.5 Resultados del modelo

En la figura 3.9 se representa gráficamente la solución del modelo de transmisión de calor en el colector.



**Figura 3.9** Punto de trabajo teórico:  $Q_{out}(T_{out}, R_g, V_w)$  y  $Q_{ev}$ .

El primer término de la ecuación (3.40) ( $q_{x=0} \cdot L_p$ ) representado en la figura 3.9 por  $Q_{out}/Su$  (para las condiciones  $T_{out}=9^{\circ}\text{C}$ ,  $R_g=0\text{ kW/m}^2$  y  $V_w=1\text{ m/s}$ ) detalla la potencia calorífica absorbida por el colector si se le considera como un panel que almacena calor, con cierta capacidad calorífica. El punto de corte de la curva  $Q_{out}/Su$  con el eje  $x$ , punto (a) de la figura 3.9, representa el caso de equilibrio térmico, cuando toda potencia que recibe el panel es cedida, es decir,  $Q_{out}$  es nulo. A partir de ese punto, cuanto menor es la temperatura del panel, mayor es el calor que puede absorber.

Pero, además, la ecuación (3.40) incluye el término  $Su$ . Este término cuantifica la superficie en la que se produce el cambio de fase y, de acuerdo con los resultados del

apartado 3.3 (figura 3.6), cuanto menor es la temperatura del colector, considerado ahora como el evaporador de una máquina frigorífica, mayor es la superficie necesaria para que el vapor se recaliente y, por tanto, menor es  $S_u$ . De esta forma, la curva  $Q_{out}$  de la figura 3.9 representa la potencia absorbida por el colector cuando se tiene en cuenta la superficie en la que se produce el cambio de estado del refrigerante.

Por otra parte, tal y como mostraba la ecuación (3.5), la potencia calorífica que absorbe el refrigerante que circula por el colector está representada por la curva  $Q_{ev}$  de la figura 3.9. Y el cruce de ambas curvas,  $Q_{out}$  y  $Q_{ev}$ , nos da el punto de trabajo del equipo (f) con su temperatura de evaporación en el eje  $x$ .

Esta temperatura de evaporación,  $T_{ev}(f)$ , difiere de la temperatura de evaporación que se obtendría si no se considerara el efecto de superficie útil del colector. En ese caso, la temperatura de evaporación,  $T_{ev}(g)$ , obtenida a partir del corte de la curva  $Q_{out}/S_u$  con la curva  $Q_{ev}$  tendría un valor mayor porque la potencia absorbida, sería también mayor.

### 3.5.1 Resultados del modelo a temperatura de condensación constante

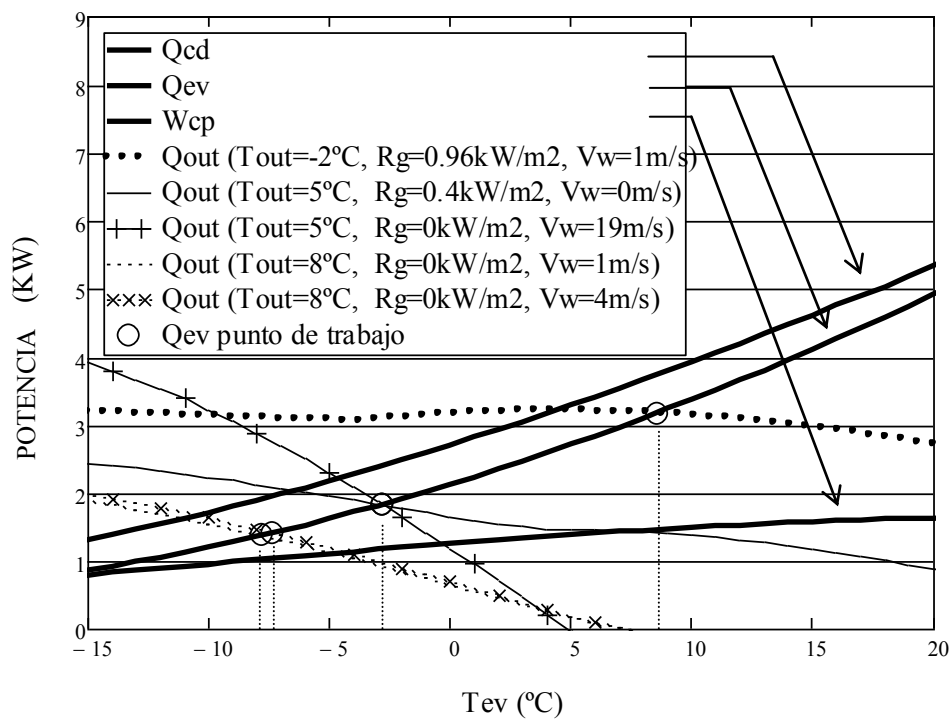
En la figura 3.10 se pueden ver los resultados del modelo teórico obtenidos para aplicaciones de ACS. El estudio se ha realizado para la temperatura de condensación que corresponde a la temperatura del subsistema de consumo.

En función de la temperatura de evaporación, se representa la potencia del compresor ( $W_{cp}$ ), ecuación (3.4), la potencia calorífica que absorbe el refrigerante ( $Q_{ev}$ ), ecuación (3.5), y la potencia cedida por el condensador al agua del circuito secundario ( $Q_{cd}$ ), ecuación (3.6). Además, se representa la potencia térmica que absorbe el colector ( $Q_{out}$ ), ecuación (3.40).

Así, en esta figura 3.10, conocida la temperatura de evaporación de cada punto de trabajo, se puede obtener la potencia del compresor ( $W_{cp}$ ) y la potencia cedida por el condensador ( $Q_{cd}$ ). Nótese que en el cálculo de esta potencia, que es el efecto útil de la máquina, se han tenido en cuenta las pérdidas indicadas en el apartado 3.2.

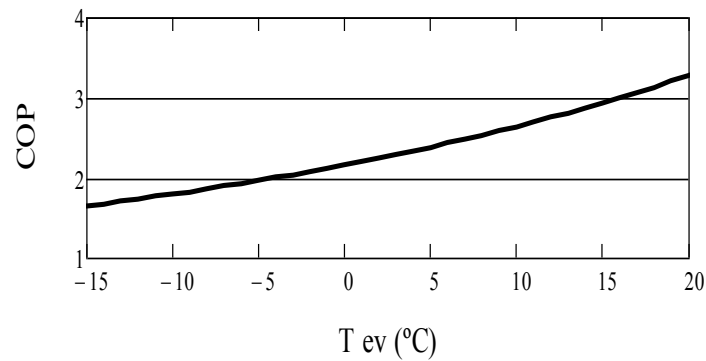
A modo de ejemplo se muestran cuatro puntos de trabajo y cómo varía la temperatura de la placa según las diferentes condiciones exteriores. En un primer caso se comprueba cómo para una temperatura exterior baja y radiación alta,  $Q_{out}$  ( $T_{out} = -2$  °C,  $R_g = 0.96$  kW/m<sup>2</sup>),  $T_{ev}$  es 6 °C. Es decir, 8 °C por encima de la temperatura exterior.

En otro caso, se compara el efecto de la radiación con el efecto del viento,  $Q_{out}$  ( $R_g = 0.4$  kW/m<sup>2</sup>,  $V_w = 0$  m/s) frente a  $Q_{out}$  ( $R_g = 0$  kW/m<sup>2</sup>,  $V_w = 17$  m/s), obteniéndose la misma potencia en el condensador,  $Q_{cd} = 2.4$  kW, con  $T_{ev} = -3$  °C. Por último, se compara la baja influencia del viento en régimen laminar con  $V_w = 1$  m/s y 4 m/s, siendo en ambos casos sus temperaturas de evaporación aproximadamente iguales,  $T_{ev} = -8$  °C.



**Figura 3.10** Puntos de trabajo teóricos:  $Q_{out}(T_{out}, R_g, V_w)$  y  $Q_{ev}$ .

Finalmente, en la figura 3.11, se representa el  $COP$  teórico obtenido a partir de la ecuación (3.7), con valores que varían entre 1.7 y 3.3, para temperaturas de evaporación entre  $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$  y  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ , respectivamente.

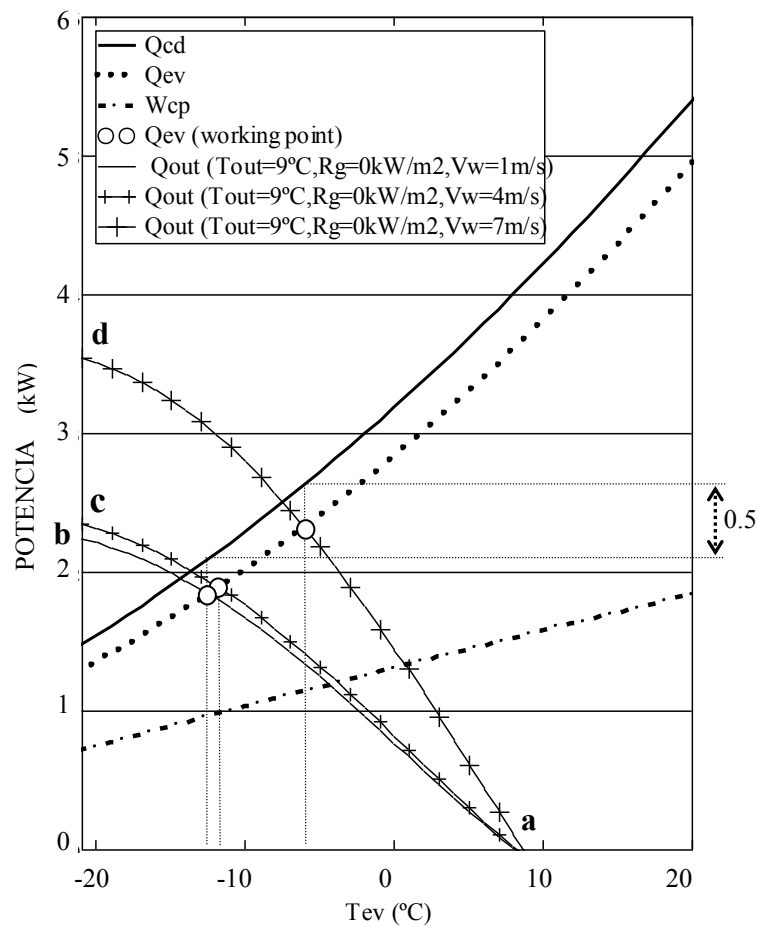


**Figura 3.11**  $COP$  teórico a  $T_{cd}$  constante.

### 3.5.2 Resultados del modelo a temperatura de condensación variable

Procediendo de la misma forma que en el apartado anterior, se pueden ver los resultados obtenidos para aplicaciones de calefacción.

Como ejemplo, en las figuras 3.12 y 3.13 se compara el efecto del viento y de la radiación solar, respectivamente.

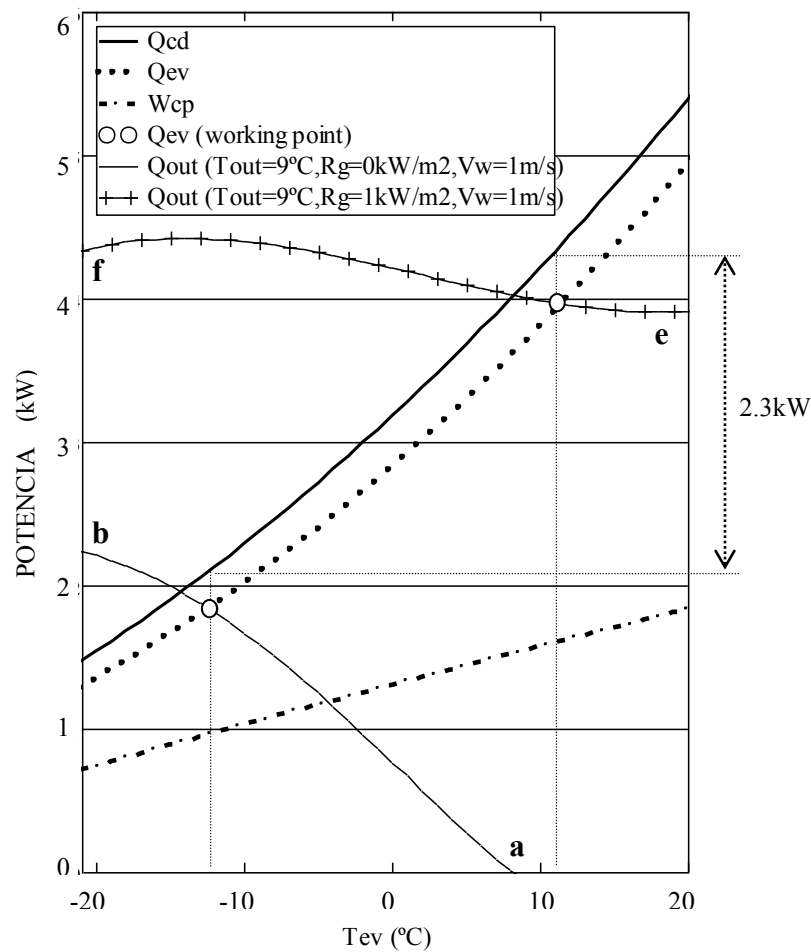


**Figura 3.12** Puntos de trabajo teóricos comparando el efecto del viento.

Para el efecto del viento, se muestran varios ejemplos en la figura 3.12. Con condiciones exteriores:  $T_{out}=9\text{ °C}$ , sin radiación solar y  $V_w=1\text{ m/s}$ ,  $T_{ev}=-12.5\text{ °C}$  (curva

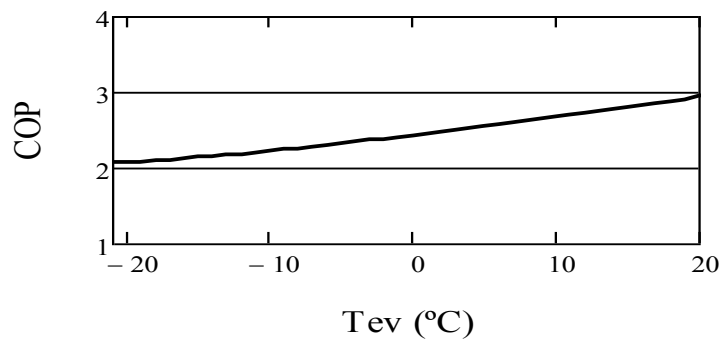
a- b, figura 3.12). Se puede comprobar también, que cuando  $V_w = 4$  m/s la influencia del viento sobre los parámetros de funcionamiento es pequeña, y  $T_{ev}$  sólo aumenta  $1^\circ\text{C}$  (curva a- c, figura 3.12). Para velocidades más altas, 7 m/s (curva a- d, figura 3.12), ya en régimen turbulento, la influencia sí es apreciable, obteniéndose  $T_{ev} = -6^\circ\text{C}$  y diferencias de calor cedido por el condensador ( $Q_{cd}$ ) de 0.5 kW respecto al caso inicial con  $V_w = 1$  m/s.

En la figura 3.13 se compara el efecto de la radiación solar para condiciones de  $T_{out} = 9^\circ\text{C}$  y  $V_w = 1$  m/s, obteniéndose diferencias de calor cedido por el condensador de 2.3 kW. Siendo  $T_{ev} = -12^\circ\text{C}$  cuando no hay radiación solar (curva a-b, figura 3.13), y  $T_{ev} = 11^\circ\text{C}$  con radiación (curva e-f, figura 3.13).



**Figura 3.13** Puntos de trabajo teóricos comparando el efecto de la radiación.

Finalmente, en la figura 3.14, se representa el  $COP$  teórico obtenido a partir de la ecuación (3.7), con valores que varían entre 2.1 y 2.9, para temperaturas de evaporación entre  $-20\text{ °C}$  y  $20\text{ °C}$ , respectivamente.



**Figura 3.14**  $COP$  teórico a  $T_{cd}$  variable.

### 3.6 Conclusiones del modelo

Se ha desarrollado un modelo que permite determinar las características de funcionamiento de una DXSAHP aplicada a calefacción y ACS.

Para una máquina frigorífica determinada, el modelo permite obtener la temperatura de evaporación a partir de la temperatura exterior, la radiación global y la velocidad del viento; y a partir de la temperatura de evaporación, las potencias intercambiadas por el equipo.

Para aplicaciones de ACS el  $COP$  teórico puede variar entre 1.85 y 3.1, para temperaturas de evaporación entre  $-8\text{ °C}$  y  $18\text{ °C}$ , respectivamente, siendo la temperatura de condensación de  $57\text{ °C}$ .

Para aplicaciones de calefacción el  $COP$  teórico puede variar entre 2.1, con temperatura de evaporación de  $-20\text{ °C}$  y temperatura de condensación de  $30\text{ °C}$ , y  $COP= 2.9$ , con temperatura de evaporación de  $20\text{ °C}$  y temperatura de condensación  $60\text{ °C}$ .



### 3.7 Bibliografía

Bernier J. *La pompe de Chaleur: Mode d'emploi*. Paris: PYC Editions; 1979.

Boyce W. y Di Prima R. *Ecuaciones diferenciales y problemas con valores frontera*. Editorial Limusa Wiley. México; 2010.

Chaturvedi SK, Chiang YF, Roberts AS. *Analysis of two-phase flow solar collectors with application to heat pumps*. ASME Paper 80-WA/Sol-32; 1980.

Clelan AC. *Polynomial curve fit for refrigerant thermodynamic properties: extension to include R134a*. International Journal of Refrigeration 17 (4); 1994: 245-9.

*Compressors: Application Data, Expanded Ratings*. Carrier Corporation; 1967.

*Comfort handbook, heating and cooling solutions*. Alfa Laval; 2012-13.

Danfoss. *Datasheet, technical data maneurop reciprocating compressor type*; 2008.

Duffie JA, Beckman WA, *Solar Engineering of Thermal Processes*; 1980: 28-143.

Hawladar MNA, Chou SK, Ullah MZ. *The performance of a solar assisted heat pump water heating system*. Applied Thermal Engineering 21; 2001:1049-65.

Incropera Frank P, De Witt David P. *Fundamentals of heat and mass transfer*. 4<sup>th</sup> ed. John Wiley & Sons, Inc; 1999.

Kara O, Ulgen K, Hepbasli A. *Exergetic assessment of direct-expansion solar-assisted heat pump systems: Review and modeling*. Renewable and sustainable energy reviews 2007; doi: 10.1016/j.rser.2006.12.001.

Kuang YH, Sumathy K, Wang RZ. *Study on a direct-expansion solar-assisted heat pump water heating system*. International Journal of Energy Research 27; 2003: 531-48.

Li YW, Wang RZ, Wu JY, Xu YX. *Experimental performance analysis and optimization of a direct expansion solar-assisted heat pump water heater*. Energy; 2007: 1361-74.

Li YW, Wang RZ, Wu JY, Xu YX. *Experimental performance analysis on a direct expansion solar-assisted heat pump water heater*. Applied Thermal Engineering; 2007: 2858-68.

Longo Giovanni A. *Refrigerant R134a condensation heat transfer and pressure drop inside a small brazed plate heat exchanger*. Int. Journal of Refrigeration 38; 2008: 780-9.

Mohanraj M, Jayaraj S, Muraleedharan C. *Energy analysis of direct expansion solar-assisted heat pump using artificial neural networks*. International Journal of Energy Research 33; 2009: 1005-20.

Moreno-Rodríguez A, González-Gil A, Izquierdo M, García-Hernando N. *Theoretical model and experimental validation of a direct-expansion solar assisted heat pump for domestic hot water applications*. Energy 45; 2012: 704-15.

Solvay Fluor Solkane Catalog; 2006.

Sushil K, Chaturvedi SK Shen JY. *Thermal performance of a direct expansion solar-assisted heat pump*. Solar Energy; 1984: 155-62.

Staley DM, Bullard CW, Crawford RR. *Steady-State Performance of a Domestic Refrigerator/Freezer using R12 and R134a*. Air Conditioning and Refrigeration Center University of Illinois, Mechanical & Industrial Engineering Dept; 1992.

Yi-Yie Yan, Hsiang-Chao Lio, Tsing-Fa Lin. *Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerant R134a in a plate heat exchanger*. International Journal of Heat and Mass Transfer 42; 1999: 993-1006.

## Capítulo 4: ANÁLISIS EXPERIMENTAL APLICADO A CALEFACCIÓN

### Contenido

---

- 4.1 Introducción
  - 4.2 Demanda térmica
  - 4.3 Descripción del prototipo
  - 4.4 Monitorización
  - 4.5 Análisis experimental del primer prototipo y propuestas de mejora
  - 4.6 Análisis experimental del nuevo prototipo
  - 4.7 Comparación con los resultados del modelo teórico
  - 4.8 Conclusiones
  - 4.9 Bibliografía
- 

*En este capítulo se valida experimentalmente el modelo teórico que determina los parámetros de funcionamiento de una DXSAHP aplicada a calefacción. Previamente, se describe el proceso seguido desde el montaje del primer prototipo, su estudio experimental, las propuestas de mejora y las modificaciones realizadas, hasta que el equipo funciona de acuerdo con las especificaciones de diseño.*

#### 4.1 Introducción

El primer estudio experimental tiene como objetivo evaluar energéticamente la bomba de calor de expansión directa con apoyo solar (DXSAHP) aplicada a calefacción. El estudio se acogió a un contrato para proyectos de investigación científica, desarrollo e innovación tecnológica, y se firmó entre la UC3M y la empresa CAPSOLAR. La empresa instaló un equipo comercial en el Edificio Betancourt del Campus de Leganés de la UC3M, y le montó con componentes comerciales de acuerdo a las especificaciones que se utilizan en la tecnología de frío industrial.

Para alcanzar el objetivo, se realizó una monitorización de la instalación y se realizó un análisis teórico y experimental de los resultados obtenidos funcionando en modo de calefacción. El trabajo se realizó entre el 19 de enero y el 16 de febrero de 2009. Durante esos días se hicieron mediciones y se analizó el funcionamiento del equipo en condiciones reales.

Acabada esta fase del proyecto, se hicieron propuestas de mejora para optimizar la eficiencia y fiabilidad del equipo.

Una vez modificado el prototipo, se volvió a realizar el estudio experimental entre el 16 de enero de 2010 y el 30 de marzo de 2011, analizando nuevamente los resultados obtenidos.

#### 4.2 Demanda térmica

El equipo instalado cubriría la demanda de la estancia de una vivienda ubicada en Madrid, con una superficie aproximada de 21 m<sup>2</sup>. Para realizar el cálculo de cargas térmicas, la temperatura exterior de diseño se ha obtenido de la UNE 100001, la temperatura interior de diseño del RITE (2007) y el volumen de aire de renovación se ha elegido de acuerdo al CTE (2006). El local seleccionado tiene una orientación norte-

sur, se sitúa a una altura media dentro del edificio y está ocupado por 3 personas. Y su envolvente está compuesta por:

- Ladrillo de ½ pie al exterior
- Aislante de 4 cm de lana de vidrio
- Ladrillo hueco sencillo de 4 cm
- Enfoscado de yeso de 1.5 cm
- Ventanas de doble acristalamiento (15% de superficie)

El cálculo se ha realizado según el procedimiento que desarrolla Izquierdo et al. (2011). A partir de las variables que definen los diferentes paramentos utilizados en la construcción de la vivienda se obtiene el coeficiente  $\Sigma(U_e \cdot A_e)$  para la envolvente, que se emplea en la ecuación (4.1) para obtener la carga térmica por transmisión.

$$Q_{tr} = [\Sigma(U_e \cdot A_e)] \cdot \Delta T_d \quad (4.1)$$

$$\Delta T_d = T_d - T_{in} \quad (4.2)$$

siendo  $T_d$  la temperatura exterior de diseño, y  $T_{in}$  la temperatura interior de diseño (ecuación 4.2).

Además, la vivienda intercambia otras cargas térmicas con el exterior y con el interior. Las primeras provienen del aire de renovación e infiltración, y las que se generan en el interior son por ocupación, iluminación y por otros equipos emisores ( $Q_{eq}$ ). Se formula de acuerdo con Pizzetti (1991), ASHRAE (2009) y la norma española, CTE (2006) y RITE (2008).

Así, la carga térmica de la vivienda, suma de las cargas antes mencionadas, es:

$$Q_d = Q_{tr} + Q_{ren} + Q_{inf} - Q_o - Q_{il} - Q_{eq} \quad (4.3)$$

A partir de esta ecuación se puede definir el concepto de “coeficiente de transferencia de calor global”:

$$(U \cdot A)_G = \frac{Q_d}{\Delta T_d} \quad (4.4)$$

que para la aplicación expuesta en este capítulo, de acuerdo con las ecuaciones (4.2, 4.3 y 4.4), se obtiene un valor de  $(U \cdot A)_G$  de 0.081 kW/°C. Este coeficiente, que incluye todas las cargas térmicas que intercambia la vivienda, será una herramienta de cálculo útil para conocer en la simulación la demanda térmica instantánea, diaria y estacional.

Así, conocido el coeficiente de transferencia de calor global, las cargas térmicas a lo largo del tiempo serán:

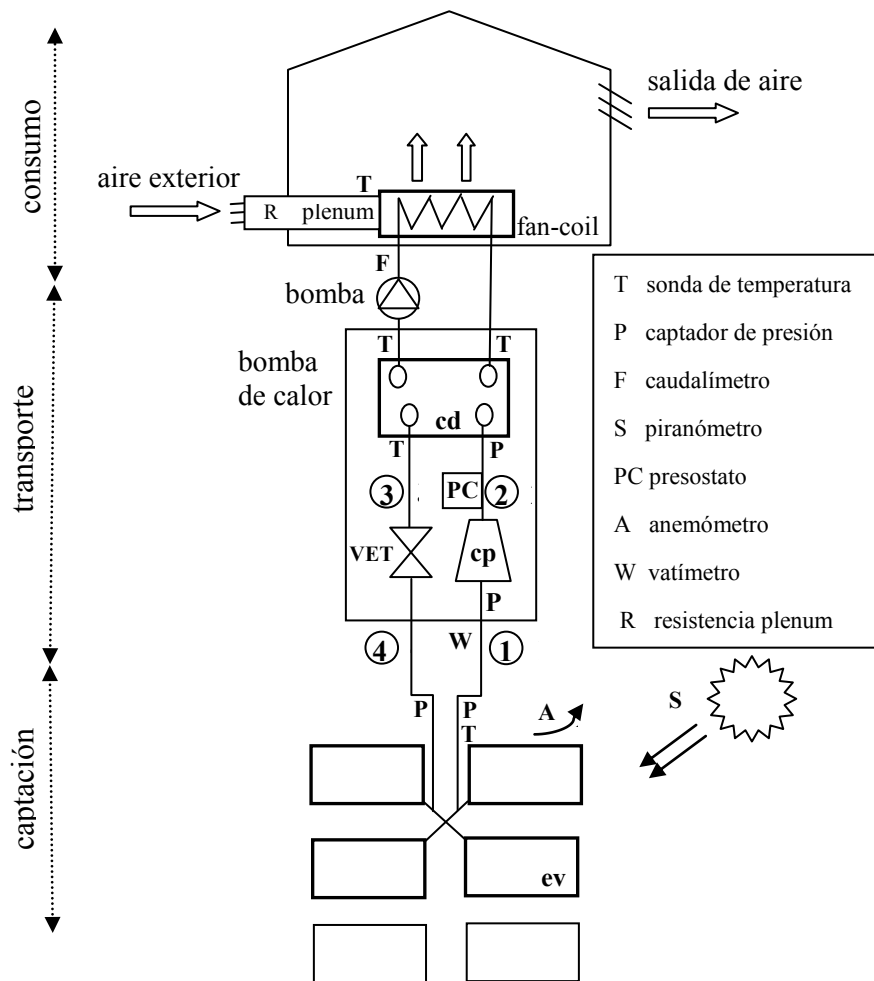
$$Q_i = (U \cdot A)_G \cdot \Delta T_i \quad (4.5)$$

En el apartado 4.6.1 se aplicará este procedimiento a varios días característicos del clima de Madrid.

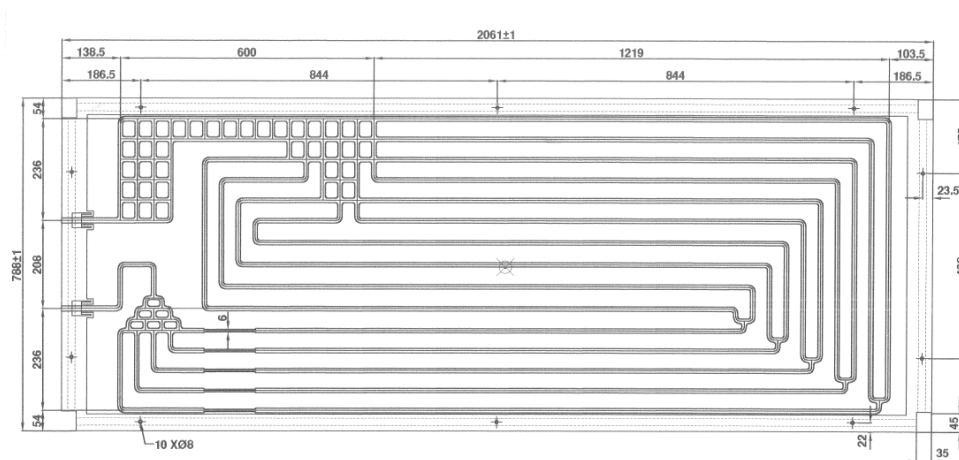
### 4.3 Descripción del prototipo

El prototipo experimental se ha construido como muestra la figura 4.1.

En el lado de baja presión, el sistema de captación térmica está formado por un campo de colectores sin cubierta transparente (figura 4.2), con una distancia entre los conductos por los que circula el refrigerante de  $2L_m = 0.05$  m. Los colectores están instalados en paralelo, orientados al sur, con inclinación igual a la latitud y a una distancia de 25 m de la bomba de calor. La tabla 4.1 muestra las características técnicas de los colectores y del resto de los principales componentes del prototipo ensayado.

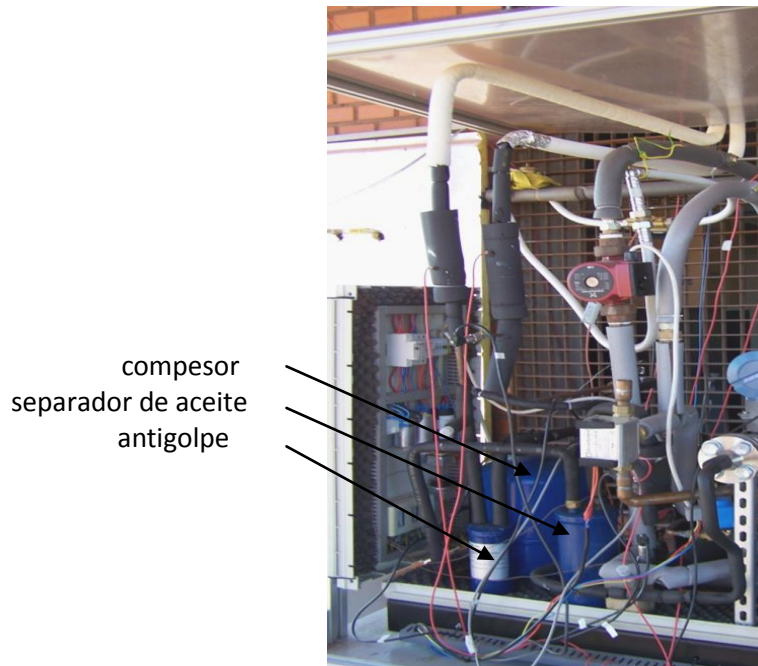


**Figura 4.1** DXSAHP: esquema básico de la instalación aplicada a calefacción.



**Figura 4.2** Prototipo, colector solar.

El compresor (figura 4.3) aspira vapor recalentado de R134a y lo descarga en la línea de alta presión, donde se ha montado un intercambiador de placas que trabaja como condensador. Esta línea está protegida por un presostato tarado a 18 bar.



**Figura 4.3** Prototipo, bomba de calor.

La válvula de expansión, que separa el lado de alta y el de baja presión es termostática y de igualación externa (VET). Este componente, tarado para un recalentamiento de 5 °C, regula el caudal másico de refrigerante dentro de sus límites de funcionamiento.

Además, la bomba de calor tiene como elementos auxiliares un depósito antigolpe de líquido a la entrada del compresor y un separador de aceite a su salida. También un recipiente de líquido a la salida del condensador.



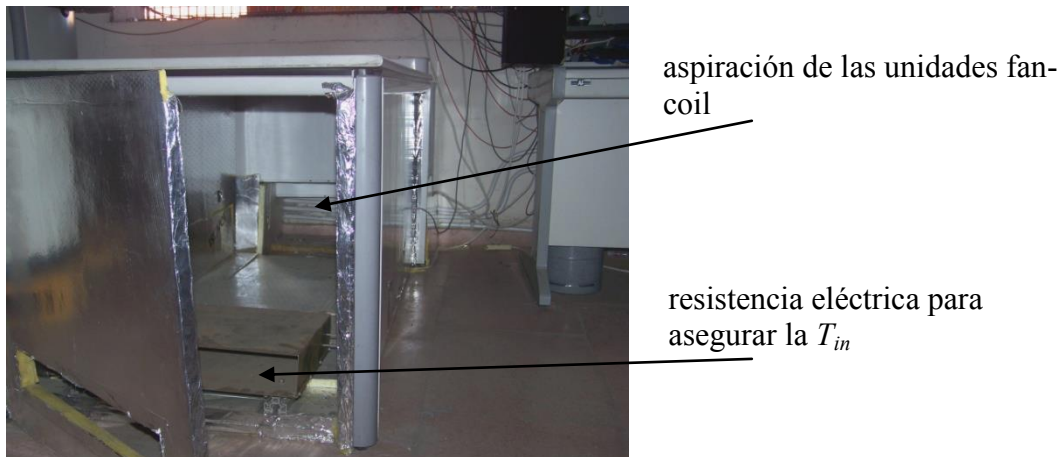
**Tabla 4.1** Especificaciones técnicas y características de los componentes del sistema

Campo de colectores	Prototipo inicial: 6 colectores independientes Prototipo definitivo con 4 colectores Superficie: 1.4 m <sup>2</sup> /colector Aluminio anodizado Espesor de la aleta: 1.5 mm $\alpha = 0.9$ , $\varepsilon = 0.1$
Compresor	Tipo hermético alternativo. 3 kW ( $T_{ev} = 5\text{ °C}$ , $T_{cd} = 50\text{ °C}$ , $W_{cp} = 1113\text{ W}$ ) $VD = 1.84\text{ l/s}$
Intercambiador de placas- condensador	6 kW
Fan-coil	2 unidades, 3.77 kW/unidad ( $m_{air} = 304\text{ m}^3/\text{h}$ , $T_{in} = 20\text{ °C}$ , $\Delta T(\text{agua}) = 10\text{ °C}$ )
Bomba	70 W

Para transportar la energía hasta el subsistema de consumo, una bomba de accionamiento eléctrico recircula el agua calentada en el condensador hasta las unidades fan-coil. El subsistema de consumo está formado por unidades fan-coil que aspiran aire a una temperatura  $T_{in}$  siempre fija, y lo impulsan al exterior del laboratorio. El equipo no trabaja para compensar una demanda, es decir, las unidades fan-coil calientan el aire de retorno de forma continua. De esta forma se pueden hacer el análisis de los datos experimentales sin interrupciones.

Para simular la temperatura interior ( $T_{in}$ ) se ha montado en la aspiración de las unidades fan-coil un plenum donde se precalienta el aire antes de que sea aspirado. Un regulador proporcional-integral-derivativo ajusta la intensidad que alimenta una resistencia eléctrica que mantiene la temperatura del plenum a la temperatura de consigna interior,

20 °C. (En la figura 4.4 se puede ver el plenum con la resistencia eléctrica que mantiene constante la temperatura de aspiración de las unidades fan-coil).



**Figura 4.4.** Control de  $T_{in}$ .

El equipo trabaja a caudal volumétrico constante tanto en el circuito de refrigerante como en el de agua.

#### 4.4 Monitorización

En la figura 4.5 se muestra el esquema de la monitorización de la instalación, con la ubicación de las sondas siguientes: 6 captadores de presión piezorresistivos (figura 4.6), 11 termorresistencias PT100 (figura 4.7), 2 caudalímetros de ultrasonidos para el agua del circuito secundario (figura 4.8) y 1 watímetro monofásico (mide el consumo del compresor y de la bomba de agua). La temperatura exterior de bulbo seco, la velocidad del viento (anemómetro) y el valor de la radiación (piranómetro) se han obtenido de la estación meteorológica que forma parte del equipo de monitorización de la UC3M.

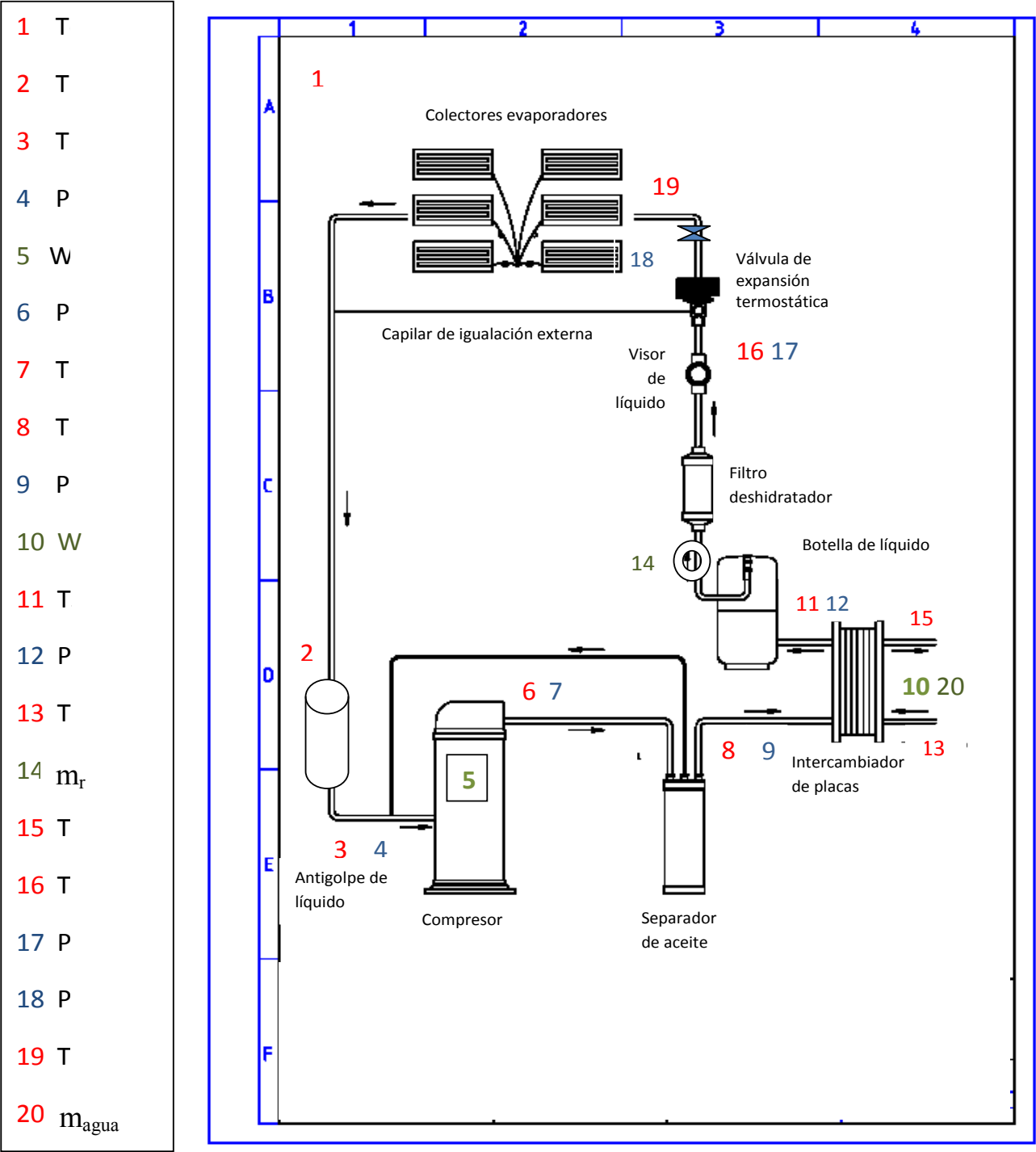


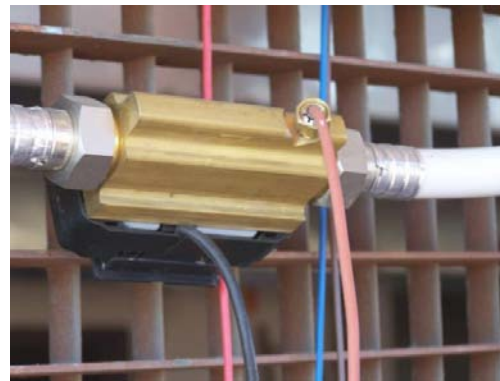
Figura 4.5 Esquema de la instalación monitorizada.



**Figura 4.6** Sonda de presión y temperatura en un colector.



**Figura 4.7** Sonda de temperatura PT100.



**Figura 4.8** Caudalímetro para agua.

La adquisición de datos se ha realizado con un Data Logger de 30 canales que toma lecturas cada 2 segundos y registra cada minuto (especificaciones en el Anexo I).

#### **4.5 Análisis experimental del primer prototipo y propuestas de mejora**

En la siguiente sección se representan los resultados obtenidos tras la monitorización del primer prototipo. El objetivo ha sido saber si el dimensionamiento de los distintos componentes del equipo comercial y sus parámetros de funcionamiento están de acuerdo con el estado del arte y el modelo teórico.

Inicialmente se montaron 6 colectores en paralelo (tabla 4.1), con válvulas de corte para realizar ensayos con distinto número de unidades.

Debido a que las condiciones de aspiración del compresor condicionan la eficiencia del equipo, se midió la pérdida de presión en el tramo de tubería que llega a la entrada del compresor. También se midió la pérdida de presión que se produce en el campo de colectores solares.

El apartado continua con los resultados obtenidos a partir de los ensayos realizados en varios días característicos: figuras de la temperatura exterior y de los parámetros de funcionamiento más representativos del equipo. Finalmente, se muestran las conclusiones obtenidas y las propuestas para mejorar el equipo.

#### 4.5.1 Análisis de los resultados experimentales

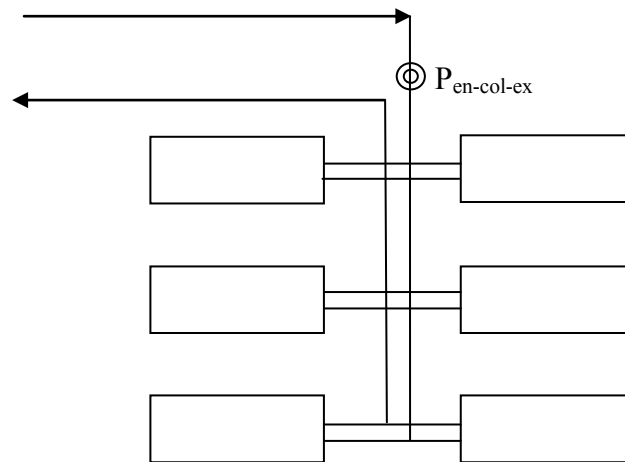
En la figura 4.9 se representa un esquema básico de la instalación de colectores. Se ha medido la pérdida de presión en los colectores y en el tramo de tubería que va desde ellos hasta el compresor.

La pérdida de presión en el campo de colectores, distinguiendo montajes con 2, 4 y 6 unidades en paralelo, es:

- Con 2 colectores  $\Delta P_{2col} = 12\% P_{ev-ex}$
- Con 4 colectores  $\Delta P_{4col} = 6\% P_{ev-ex}$
- Con 6 colectores  $\Delta P_{6col} = 3\% P_{ev-ex}$

Y la pérdida de presión entre los 4 colectores en paralelo y el compresor es:

- Tramo: entrada de los colectores/aspiración del compresor (1/2", 25 m)  
 $P_{en-col-ex} - P_{as-ex} = 25\% P_{ev-ex}$



**Figura 4.9** Esquema básico del campo de colectores.

Para conocer el comportamiento del sistema con 6 colectores en diferentes condiciones exteriores, incluso con nieve, se muestra a continuación un resumen de las mediciones efectuadas en algunos días representativos del año.

Por último, se ha modificado la superficie de captación (número de colectores), y se han medido los diferentes recalentamientos del vapor a la salida de los colectores-evaporadores. La posibilidad de absorber radiación solar es la característica que diferencia a este equipo. Los colectores-evaporadores captan la radiación y, como los componentes de la bomba de calor no están diseñados ni dimensionados para trabajar con este exceso de calor, la máquina no siempre es capaz de controlar el recalentamiento del vapor a la salida de los colectores.

Se eligen los siguientes días característicos:

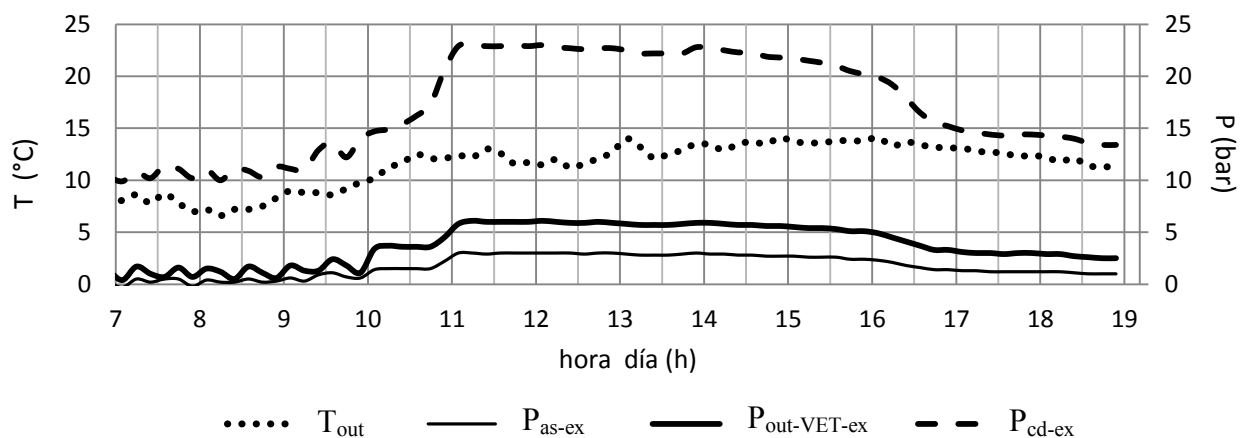
- Día soleado (12/02/2009)
- Día con nubes y con colectores cubiertos de nieve (2/02/2009)
- Días soleados con temperaturas medias (28/01/2009, 14/02/2009)

Se muestran para cada día característico dos figuras con la siguiente información:

- En la primera figura se representa la temperatura exterior de bulbo seco, la presión a la salida de la válvula de expansión, la presión de aspiración (a la entrada del compresor) y la presión de condensación. A partir de esta información podemos deducir la diferencia de temperatura entre la temperatura exterior y la temperatura de evaporación. También obtenemos la temperatura de condensación, información importante para conocer la temperatura de impulsión del aire que calienta la estancia.
- En la segunda figura se representa la potencia térmica del condensador, la potencia eléctrica absorbida por el conjunto compresor-bomba, y la relación entre ambas, el  $COP_{aux-ex}$ .

#### 4.5.1.1 Día soleado (12/02/2009)

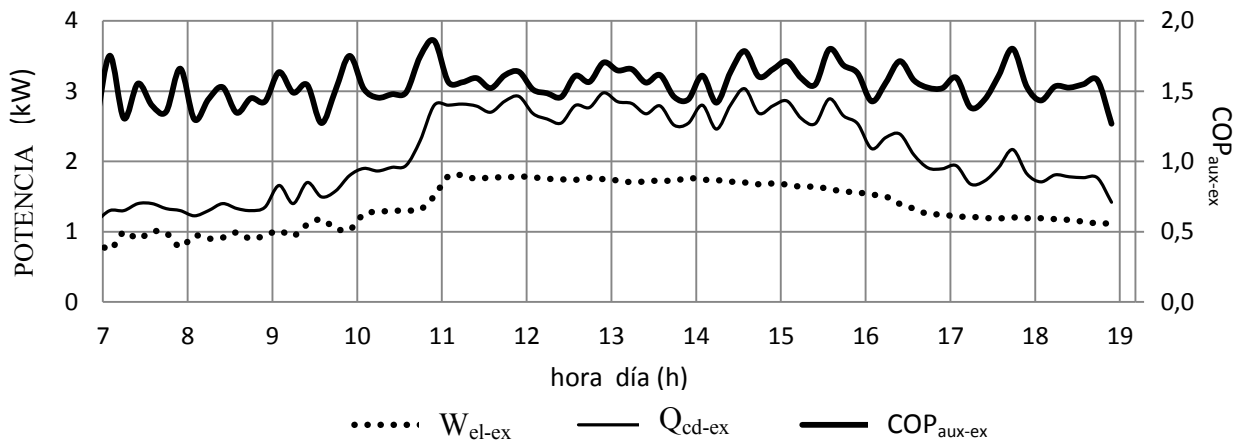
Se representan en la figura 4.10a, para un día con temperaturas de alrededor de 10 °C, los parámetros de funcionamiento antes citados.



**Figura 4.10a.**  $T_{out}$  y presiones de funcionamiento en día soleado (12/2/2009).

Se observa que, a lo largo del día, conforme la radiación solar aumenta, la presión de condensación ( $P_{cd-ex}$ ) se eleva de 10 bar a 23 bar. De esta forma,  $T_{cd-ex}$  tiene valores entre 70 °C, con máxima radiación solar (1 kW), y 45 °C, sin ella. La presión de evaporación ( $P_{ev-ex}$ ), aproximadamente la media entre  $P_{out-VET-ex}$  y  $P_{as-ex}$ , se incrementa de 1 bar a 4.5 bar. También, se puede ver la diferencia de presión que hay a lo largo del día entre la salida de la válvula de expansión y la aspiración del compresor (hasta 3 bar).

En cuanto a la diferencia entre la temperatura de evaporación, o temperatura del colector, y la temperatura exterior, antes de que incida la radiación solar sobre los colectores, a primeras y últimas horas del día,  $T_{ev-ex}$  es inferior a  $T_{out}$  alrededor de 15 °C. Y con máxima radiación solar,  $T_{ev-ex}$  supera a  $T_{out}$  en 5 °C, aproximadamente.



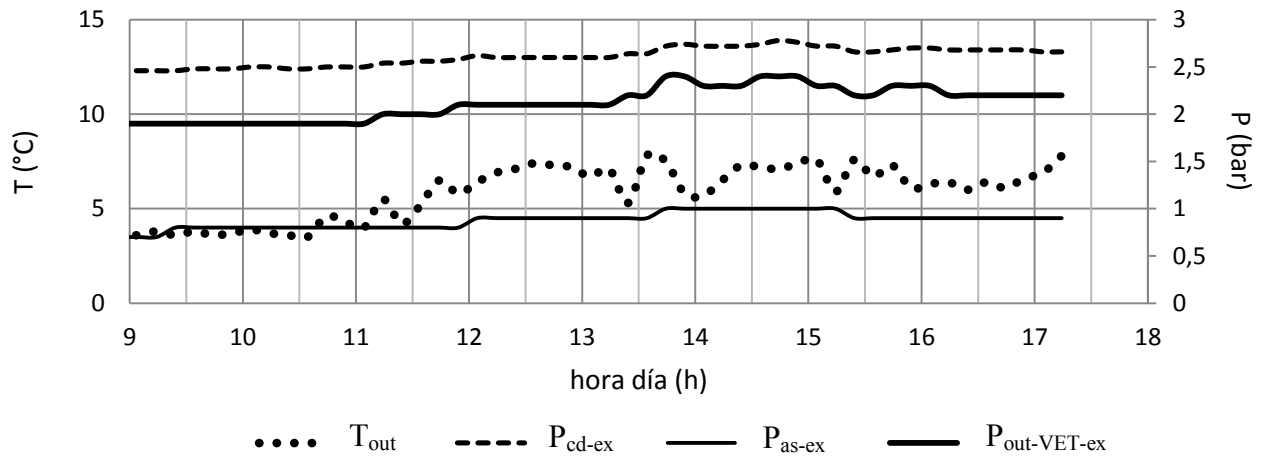
**Figura 4.10b** Potencias y  $COP_{aux-ex}$  en un día soleado (12/2/2009).

Respecto a la potencia térmica del condensador y al consumo eléctrico del equipo (figura 4.10b), se puede apreciar un claro incremento en ambas a las horas en las que incide la radiación solar, de 1.5 kW a 2.75 kW (térmicos) y de 1 kW a 1.75 kW (eléctricos). El  $COP_{aux-ex}$  se mantiene en 1.5, con y sin radiación solar.

#### 4.5.1.2 Día con nubes y con los colectores cubiertos de nieve (2/02/2009)

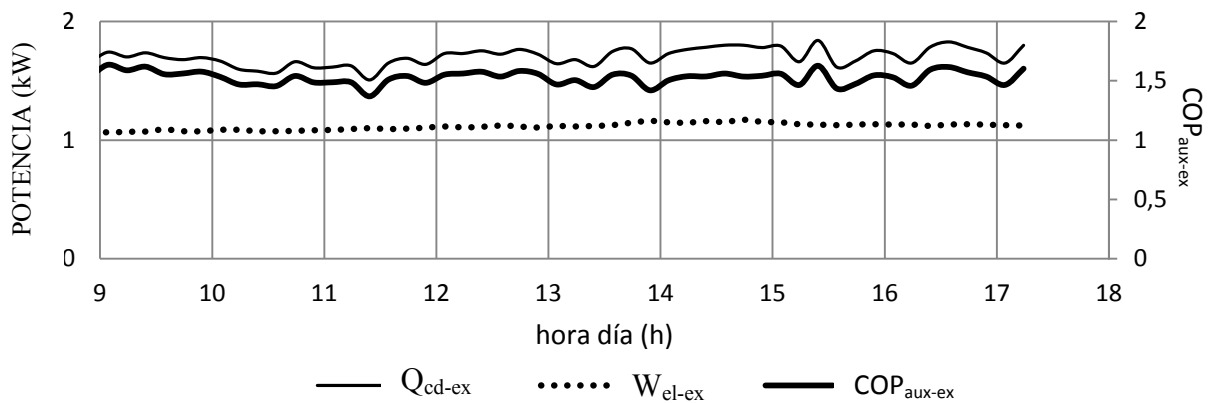
En las figuras 4.11a y b, se representan los mismos parámetros para un día con los captadores cubiertos con 5 cm de nieve (figura 1.1) y temperaturas entre 4 °C y 8 °C.





**Figura 4.11a**  $T_{out}$  y presiones de funcionamiento en un día con nubes y con nieve (2/2/2009).

Se observa en la figura 4.11a que las presiones se mantienen muy constantes a lo largo del día. La presencia de nubes, y que los colectores estén cubiertos de nieve, hace que la transferencia de calor sea menor.



**Figura 4.11b** Potencias y  $COP_{aux-ex}$  en un día con nubes y con nieve (2/2/2009).

Como se ve en la figura 4.11b, la potencia térmica del condensador es menor en este día, aunque el  $COP_{aux-ex}$  se mantiene, como en casos anteriores, alrededor de 1.5.

#### 4.5.1.3 Estudio del recalentamiento (28/01/2009, 14/02/2009)

Para el estudio del recalentamiento se analizó este parámetro en dos días soleados y con temperaturas medias. El estudio se ha realizado sólo en días soleados porque la radiación solar es la que, cuando incide sobre los colectores, provoca un fuerte aumento en este parámetro de funcionamiento.

La siguiente tabla es un resumen.

**Tabla 4.2** Recalentamiento del vapor de refrigerante en diferente número de colectores

Nº colectores	Hora solar (28/01/09)	Recalentamiento
2	12:00	6 °C
2	14:05	muy bajo o nulo
4	14:15	16 °C
6	14:30	>25 °C

Nº colectores	Hora solar (14/02/09)	Recalentamiento
4	8:30	6 °C
4	12:00	19 °C
4	14:30	13 °C
4	18:30	8 °C

Se puede comprobar que el recalentamiento aumenta a la vez que lo hace la radiación solar incidente (según el horario solar) y que, también, aumenta con la superficie de colectores. Cuando trabaja con 4 colectores y sin radiación solar, el equipo ensayado tiene un recalentamiento próximo a 5 °C, y este recalentamiento aumenta con la radiación solar hasta 19 °C. Este incremento de temperatura es alto pero admisible (para las horas centrales de los días soleados). Con 2 colectores, el equipo únicamente se comporta bien cuando hay radiación, pocas horas al día, siendo el recalentamiento muy bajo el resto del día. Con 6 colectores, el recalentamiento es demasiado alto en las horas centrales del día. Danfoss (2008) recomienda valores de recalentamiento de 5 °C.

#### 4.5.2 Conclusiones y propuestas de mejora

De los resultados vistos anteriormente obtenemos las siguientes conclusiones:

- 1) Con 4 colectores en paralelo, la pérdida de presión en el tramo que va desde la entrada de los colectores a la aspiración del compresor es muy alta (25% de la  $P_{ev-ex}$ ).
- 2) La pérdida de presión en el campo de colectores es alta cuando funcionan 2 unidades (12% de la  $P_{ev-ex}$ ), admisible con 4 colectores (6% de la  $P_{ev-ex}$ ) y baja con 6 colectores (3% de la  $P_{ev-ex}$ ).
- 3) Con máxima radiación solar directa y temperaturas medias, el recalentamiento es muy alto si hay 6 colectores, alto pero admisible con 4 colectores, y se acerca al normal con 2 colectores (6 °C).
- 4) Sin radiación solar y temperaturas medias, el recalentamiento con 4 colectores es ligeramente superior al recomendado por los fabricantes (5 °C).
- 5) La presión de condensación aumenta bruscamente cuando la radiación directa incide sobre el colector (sin nieve). Y la presión de evaporación se incrementa menos que la presión de condensación.
- 6) La potencia del condensador y el consumo del compresor aumentan bruscamente cuando la radiación directa incide sobre el colector (sin nieve).
- 7) El  $COP_{ex}$  no varía cuando incide la radiación solar sobre los colectores.
- 8) En un día soleado y temperatura de 10 °C, aproximadamente, la temperatura de evaporación es inferior a la temperatura ambiente cuando no hay radiación (unos 15 °C), y es superior cuando la radiación solar directa es máxima (unos 5 °C).

Por lo que se proponen las siguientes mejoras:

- a) Aumentar el diámetro de las tuberías de los tramos que hay entre la bomba de calor y los colectores. Se propone pasar al diámetro comercial superior, 1/2" en la línea de líquido y 5/8" en la línea de aspiración.
- b) Aumentar el área de transferencia del condensador para reducir la presión de condensación.

- c) Montar la válvula de expansión en la entrada del campo de colectores para evitar retardos entre la apertura del obturador y la inundación del evaporador.
- d) Trabajar con 4 colectores, por ser la superficie en la que el recalentamiento se mantiene estacionalmente más cercano a 5 °C.

#### 4.6 Análisis experimental del nuevo prototipo

En este apartado se representarán los resultados experimentales obtenidos con el prototipo modificado.

De la misma forma que en el apartado 4.5.1, se muestra la pérdida de presión en el tramo de tubería que va desde los colectores hasta el compresor.

- Tramo: entrada de los colectores/ aspiración del compresor (5/8", 25 m)
- $$P_{en-col-ex} - P_{as-ex} = 12\% P_{ev-ex}.$$

Como la pérdida de presión en el tramo de evaporación (con 4 colectores) es aproximadamente el 10% de la presión de evaporación, se consideran aceptables y definitivas las modificaciones realizadas (Staley, Bullard, Crawford, 1992).

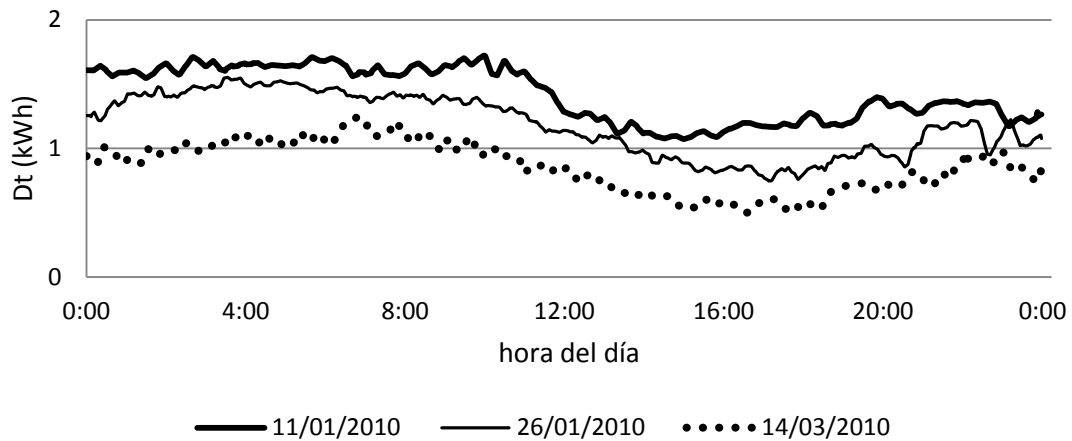
Conformado el prototipo definitivo, en los siguientes apartados se desarrollará:

- La posible demanda térmica que podrá compensar el equipo.
- Cálculo del término de arrastre que se formuló en el modelo teórico.
- Resultados y análisis de la monitorización correspondiente a varios días representativos del invierno de Madrid.
- Finalmente se valida el modelo teórico con los resultados experimentales.

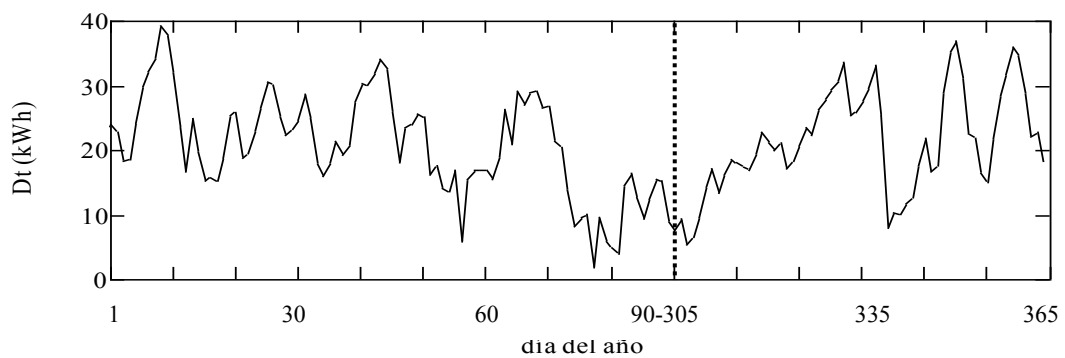
##### 4.6.1 Demanda térmica en días característicos y estacional

Para conocer el comportamiento del equipo cuando tiene que calentar un local, se representa en la figura 4.12 la demanda térmica diaria de los tres días representativos de

Madrid, cuyos parámetros de funcionamiento se representan en el apartado 4.6.3. También, para completar el estudio, la figura 4.13 muestra la demanda estacional del año 2010. Y en la tabla 4.3, se muestran los valores de la demanda térmica diaria de esos mismos días y el valor de la demanda estacional.



**Figura 4.12** Demanda térmica diaria.



**Figura 4.13** Demanda térmica estacional.

**Tabla 4.3** Demanda térmica de los días característicos y estacional.

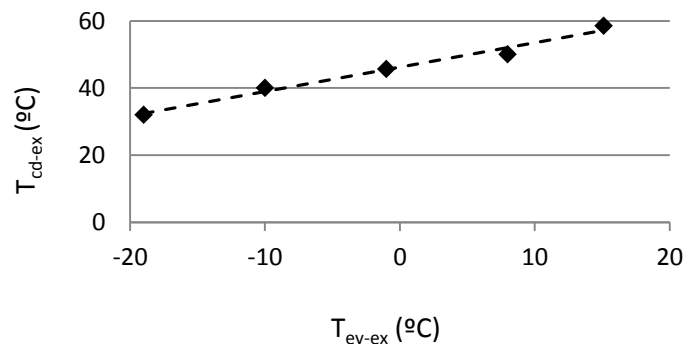
Periodo de tiempo	Dt (kWh)
11/01/2010	34
26/01/2010	28
14/03/2010	21
estacional (2010)	3165

#### 4.6.2 Término de arrastre

En este apartado se detalla experimentalmente el término de arrastre ( $Dg$ ) que se formuló en el modelo teórico, apartado 3.4. Este término, que relaciona la temperatura de condensación y la temperatura de evaporación, es la pendiente de la recta representada en la figura 4.14. Los resultados experimentales se han obtenido a partir de los puntos de funcionamiento seleccionados en las figuras 4.18, 4.19 y 4.21. El punto con temperatura de evaporación próxima a  $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$  corresponde al funcionamiento de la máquina con los colectores cubiertos de nieve, el punto con  $T_{ev-ex} = -10\text{ }^{\circ}\text{C}$  corresponde al funcionamiento sin radiación solar y, a partir de este punto, los siguientes corresponden a condiciones de funcionamiento con temperatura de evaporación creciente según aumenta la radiación absorbida por los colectores. Con máxima radiación solar  $T_{ev-ex} = 16\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

De acuerdo a la ecuación (3.54), se ha obtenido la temperatura de condensación sumando a la relación que se utiliza en intercambiadores convencionales el término experimental que incluye el término de arrastre. La ecuación (4.6) muestra el resultado.

$$T_{cd} = 20^{\circ}\text{C} + 20^{\circ}\text{C} + (0.8 \cdot T_{ev} + 7^{\circ}\text{C}) \quad (Dg = 0.8) \quad (4.6)$$



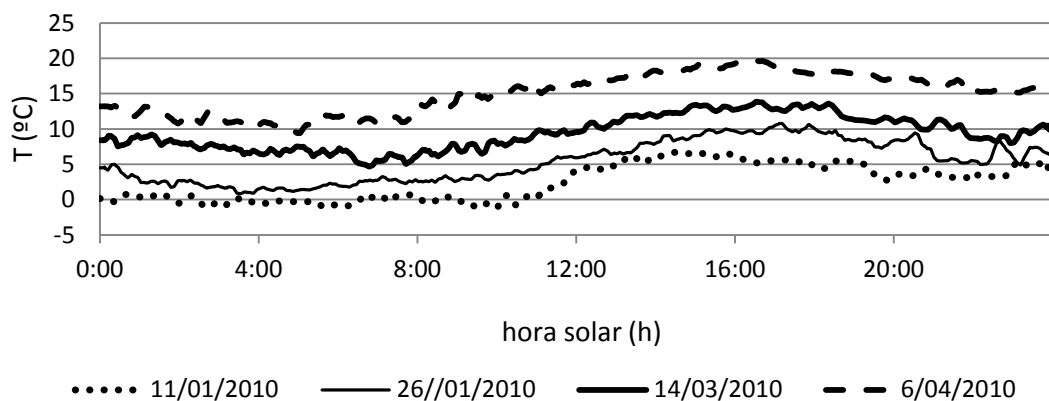
**Figura 4.14** Temperatura de condensación frente a la de evaporación.

### 4.6.3 Análisis de los resultados experimentales en días característicos y estacional

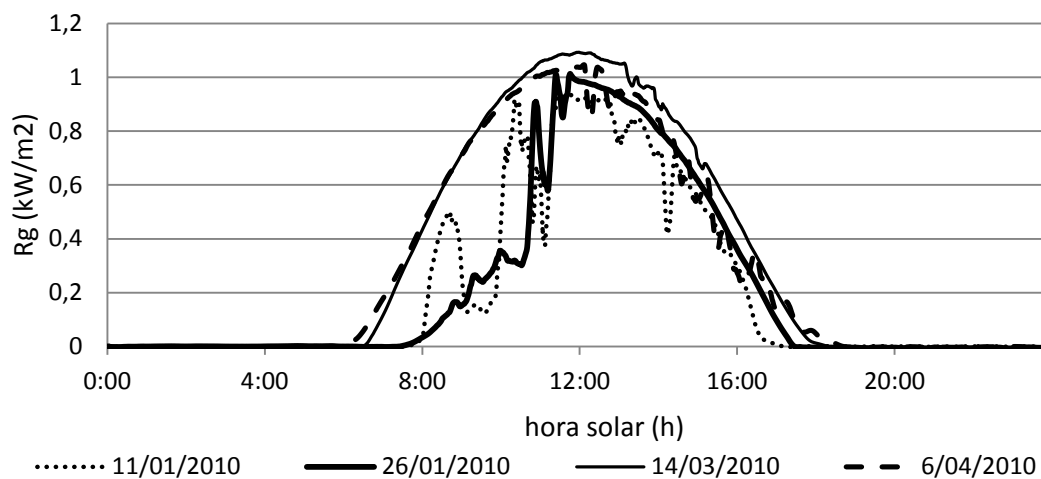
En las figuras 4.15, 4.16 y 4.17 se ha representado la temperatura exterior de bulbo seco, la radiación solar y la velocidad del viento de una selección de los ensayos realizados en los primeros meses de 2010, que se corresponden con cuatro días característicos del clima de Madrid. En las figuras 4.18, 4.19, 4.21 y 4.22 se han representado para cada uno de ellos las temperaturas de operación: evaporación y condensación, y los parámetros de funcionamiento de la máquina: potencia intercambiada por el condensador y potencia eléctrica absorbida por el equipo (incluida la bomba) y la eficiencia energética. Y para realizar la validación experimental del modelo teórico se han elegido cinco puntos de trabajo que cubren el rango de las temperaturas de evaporación.

Además, en las figuras 4.18, 4.19 y 4.21 se han marcado los puntos de funcionamiento seleccionados para el estudio. Estos puntos, que se reparten por todo el rango de temperaturas de evaporación posibles, se utilizarán posteriormente en el apartado 4.7 para comparar los resultados experimentales con los obtenidos a partir del modelo teórico.

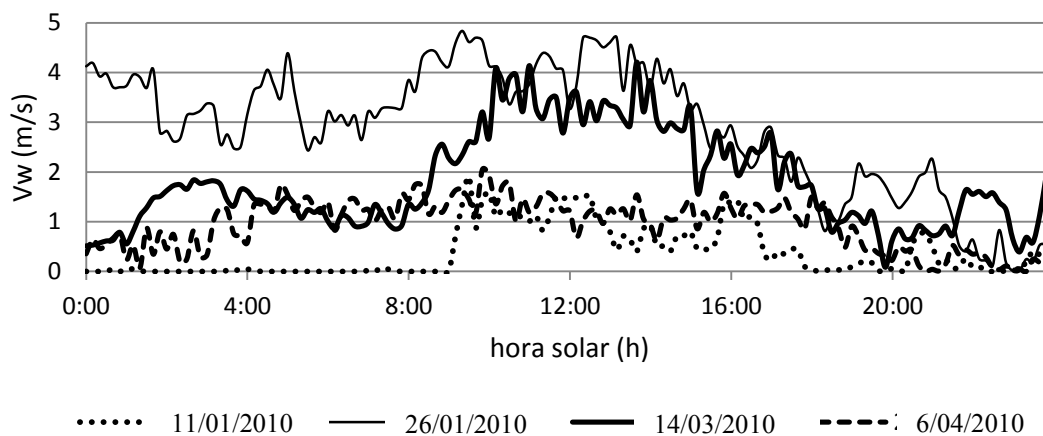
En todos los ensayos, el incremento de temperatura por recalentamiento ha oscilado entre 0 °C y 10 °C. Así mismo, el subenfriamiento del líquido de refrigerante a la salida del condensador se ha mantenido cerca de los márgenes que dan como posibles los fabricantes, 5 °C (Danfoss, 2008). No obstante, cuando la radiación solar es máxima y la temperatura de condensación es máxima también, la relación de compresión alcanza su mayor valor y el subenfriamiento disminuye hasta hacerse nulo.



**Figura 4.15** Temperatura exterior de bulbo seco.



**Figura 4.16** Radiación solar.



**Figura 4.17** Velocidad del viento.



#### 4.6.3.1 Día soleado con temperaturas medias (14/03/2010)

Las figura 4.18a representa las temperaturas de operación y la figura 4.18b los parámetros de funcionamiento de un día con temperatura exterior de bulbo seco alrededor de 10 °C, cielo despejado y velocidad del viento baja. Los puntos seleccionados para realizar el estudio comparativo corresponden a las siguientes horas: 1:30, 9:00 y 10:30.

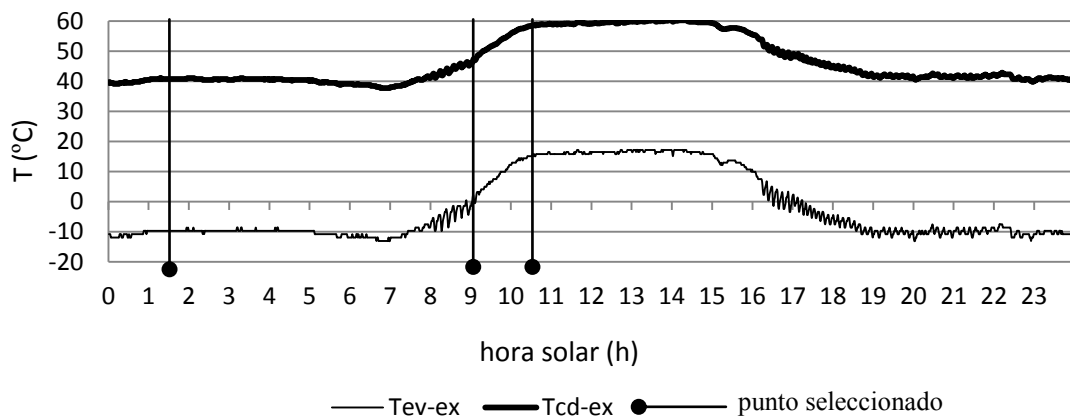
Se puede comprobar que cuando la radiación solar no incide sobre los colectores, la temperatura de condensación se mantiene alrededor de 40 °C. En otro caso, cuando los colectores absorben calor por radiación solar, la temperatura de condensación sufre un aumento proporcional a la radiación absorbida.

La temperatura de evaporación tiene un comportamiento similar, sin radiación solar (3:00 ) la máquina evapora a -10 °C, unos 17 °C menos que temperatura exterior; y con máxima radiación  $T_{ev-ex} = 15$  °C, unos 6 °C más que  $T_{out}$ .

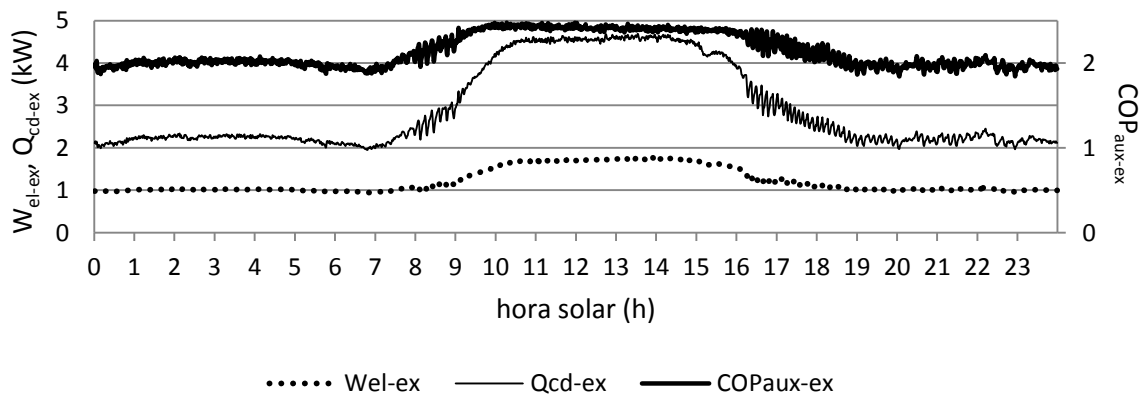
Como se puede observar, cuando la radiación solar incide sobre los colectores, los incrementos de temperatura de condensación y de evaporación son proporcionales. También son proporcionales los leves incrementos negativos cuando la temperatura exterior cae algunos grados, por ejemplo, a las 7:00.

Las potencias intercambiadas por la máquina tienen un comportamiento similar a las temperaturas de operación. Cuando la radiación incide, la potencia térmica que cede el condensador aumenta de 2 kW a 4.7 kW, y la potencia absorbida por el compresor aumenta de 1 kW a 1.8 kW. Se puede observar que su variación depende principalmente de la radiación absorbida. El  $COP_{aux-ex}$  sin radiación solar es 2 y, con radiación solar, puede alcanzar 2.5.

En este día, la máxima potencia térmica demandada por el local es 1,3 kW (figura 4.12), demanda menor que la potencia térmica del condensador a la misma hora, 2 kW (figura 4.18b). La demanda térmica diaria es 21 kWh (figura 4.13), y el calor del condensador, con la particularidad de que el equipo ensayado no funciona contra demanda sino de forma continua, es 70 kWh, muy superior a la demanda diaria.



**Figura 4.18a** Temperaturas de operación (14/03/2010).



**Figura 4.18b** Escala izquierda: potencia eléctrica absorbida y térmica cedida.  
Escala derecha:  $\text{COP}$  (14/03/2010).

#### 4.6.3.2 Día con nubes y temperaturas bajas (26/01/2010)

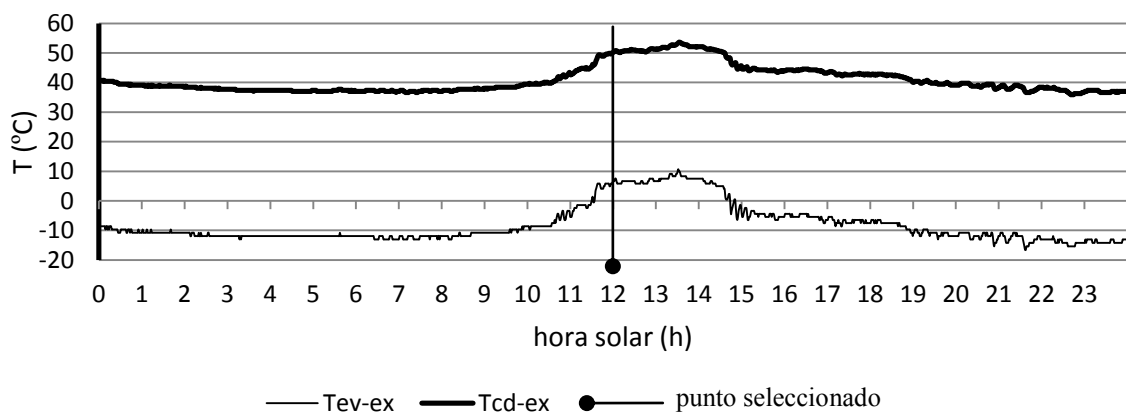
En este día característico la temperatura exterior es alrededor de 5  $^{\circ}\text{C}$  inferior a la temperatura exterior del día del apartado anterior. También difiere en los niveles de radiación solar porque hay nubes intermitentes.

Se representan en las figuras 4.19a y 4.19b los resultados experimentales obtenidos. La hora seleccionada para hacer el estudio comparativo fue las 12:00.

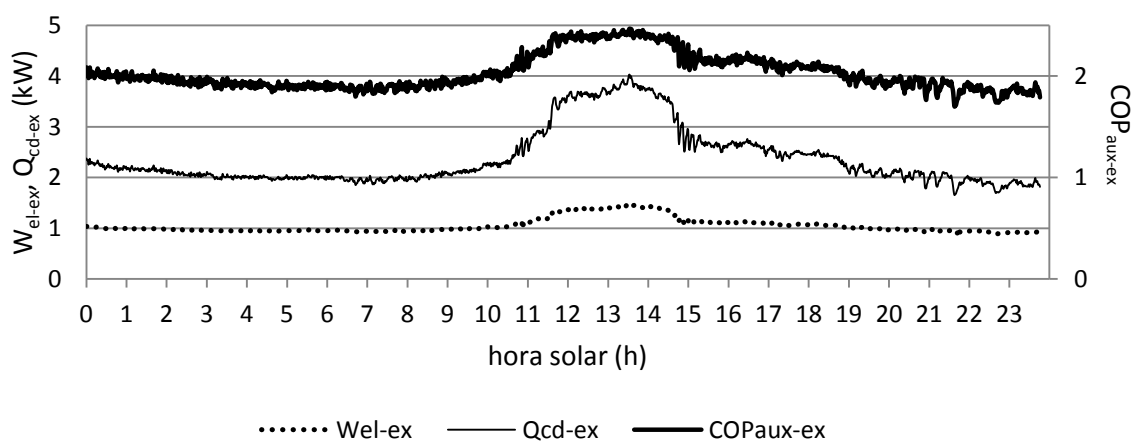
Las temperaturas de operación y los parámetros de funcionamiento son ligeramente inferiores a los del día anterior. Cuando la radiación solar incide, la máquina responde variando proporcionalmente, sus temperaturas de operación y sus parámetros de

funcionamiento. También varían, aunque en menor medida, cuando el resto de variables ambientales cambian.

En este día, la máxima potencia térmica demandada por el local es 1.6 kW (figura 4.12), potencia menor que la del condensador a esa misma hora, 2 kW (figura 4.19b). La demanda térmica diaria es 28 kWh y el calor cedido por el condensador en este día es 57 kWh, muy superior a la demanda diaria. Si la máquina trabajara compensando la demanda energética de un local, su funcionamiento sería discontinuo.



**Figura 4.19a** Temperaturas de operación (26/01/2010).



**Figura 4.19b** Escala izquierda: potencia eléctrica absorbida y térmica cedida.  
Escala derecha:  $COP$  (26/01/2010).

#### 4.6.3.3 Día con los colectores cubiertos de nieve (11/01/2010)

Las figuras 4.21a y 4.21b representan las temperaturas de operación y los parámetros de funcionamiento, respectivamente, de un día con los colectores cubiertos con algunos centímetros de nieve (figura 4.20) y con temperatura exterior de bulbo seco cercanas a 0 °C. El cielo tiene nubes intermitentes y la velocidad del viento es baja. El instante seleccionado para realizar el estudio comparativo se sitúa a las 5:00.



**Figura 4.20** Colectores con nieve

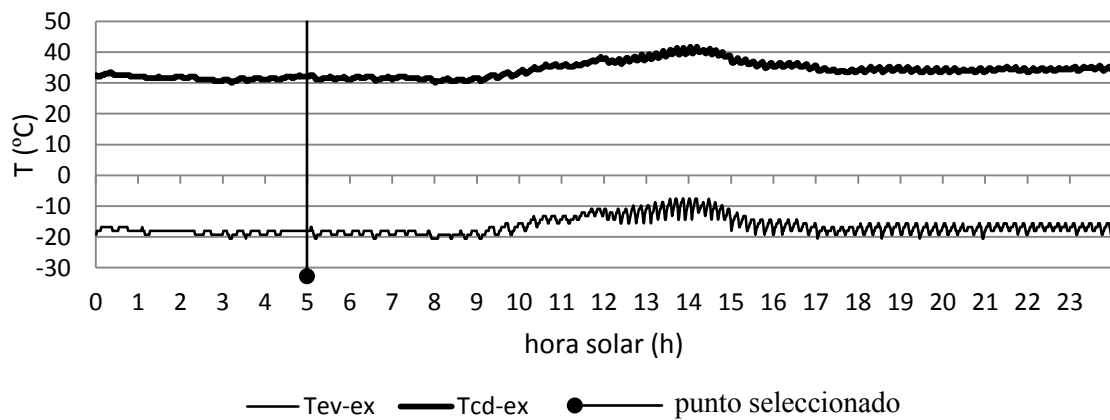
La capa de nieve que cubre los colectores impide la transferencia de calor, principalmente por la cara anterior. Por esta razón, la transferencia de calor es más lenta y, como se puede ver en las figuras 4.21a y 4.21b, las curvas que representan las variables y los parámetros de funcionamiento tienen oscilaciones debidas a la lenta regulación de la VET. Por otra parte, también se puede apreciar cómo la temperatura de evaporación disminuye, hecho debido a que se genera menos vapor y a que el compresor es de caudal volumétrico fijo.

Cuando la radiación solar directa no incide sobre los colectores,  $T_{ev-ex}$  es de -18.5 °C, es decir, unos 18 °C inferior a la temperatura exterior. Comparando con los colectores sin nieve en su superficie, la temperatura de evaporación es 7 °C menor ahora que en los anteriores, sin nieve.

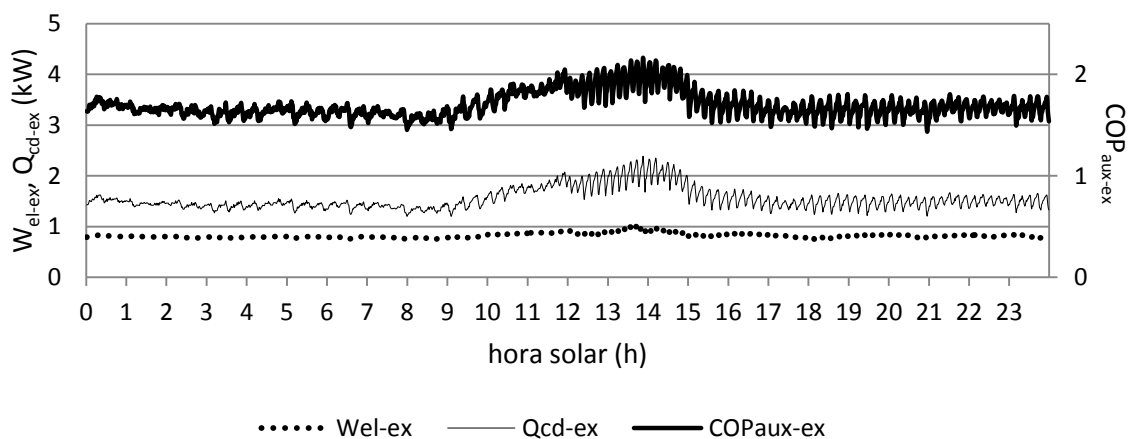
La temperatura de condensación también es menor, y varía proporcionalmente a la temperatura de evaporación. La potencia cedida por el condensador cuando no hay radiación solar directa sobre los colectores es 1.5 kW, la temperatura de condensación es 32 °C y el  $COP_{aux-ex}$  es 1.7. En estas condiciones exteriores excepcionalmente malas, por la baja temperatura y por la nieve, la demanda diaria es 34 kWh, inferior a la cedida,

37 kWh, pero en este día no siempre es superior la potencia cedida a la demandada. Es decir, a ciertas horas, la máquina no compensa la demanda. Véase que, durante la noche, la temperatura de condensación no es lo suficientemente alta como para que la impulsión alcance los 30 °C, por lo que no se puede asegurar el confort. A las horas centrales del día, la temperatura de condensación es 40 °C, la potencia demandada es 1.9 kW y la cedida por el condensador es 2 kW, por lo que sólo durante la noche no se cubren las necesidades.

Se debe decir, por tanto, que si el equipo se aplica a la calefacción de una vivienda, la máquina debería utilizar un apoyo convencional para asegurar la temperatura de confort interior (RITE, 2007).



**Figura 4.21a** Temperaturas de operación (11/01/2010).

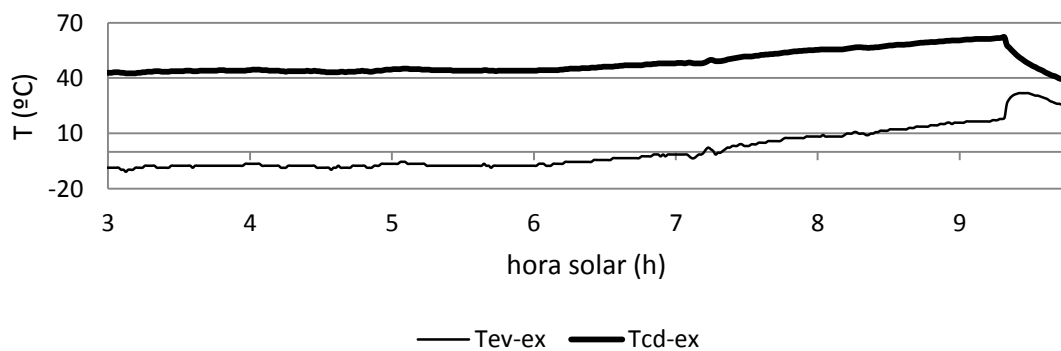


**Figura 4.21b** Escala izquierda: potencia eléctrica absorbida y térmica cedida.

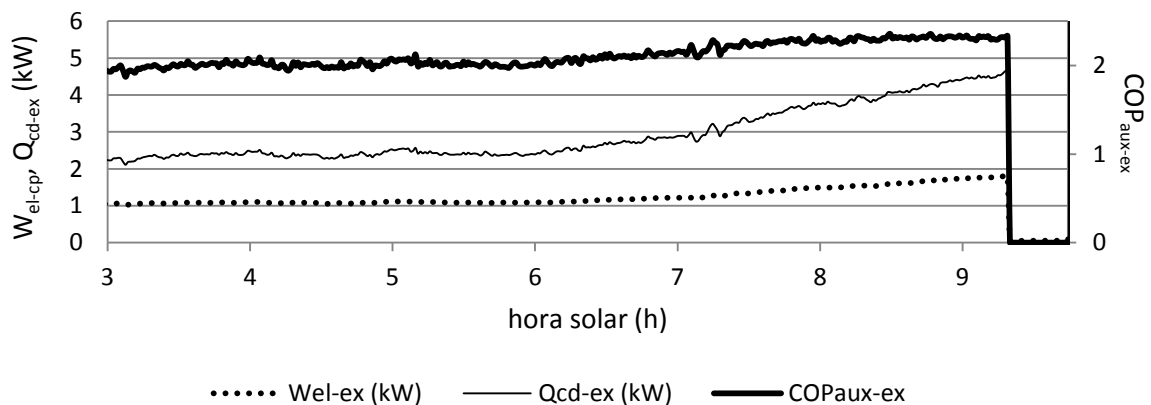
Escala derecha: COP (11/01/2010).

#### 4.6.3.4 Día soleado con temperaturas altas (6/04/2010)

Las figuras 4.22a y 4.22b muestran al equipo trabajando en un día con radiación solar y temperaturas exteriores que alcanzan los 20 °C. Se puede comprobar que a las 9:20 solares, con temperatura exterior de 16 °C y radiación global (0.9 kW), la presión en el condensador alcanza el límite tarado en el presostato de alta (18 bar), por lo que la máquina se detiene ya que éste es el límite mecánico de funcionamiento. Cuando las condiciones exteriores hacen que la carga térmica  $Q_{out}$  sea mayor, la máquina se detiene y arranca en periodos de tiempo muy cortos, lo que provoca un fuerte desgaste en el compresor.



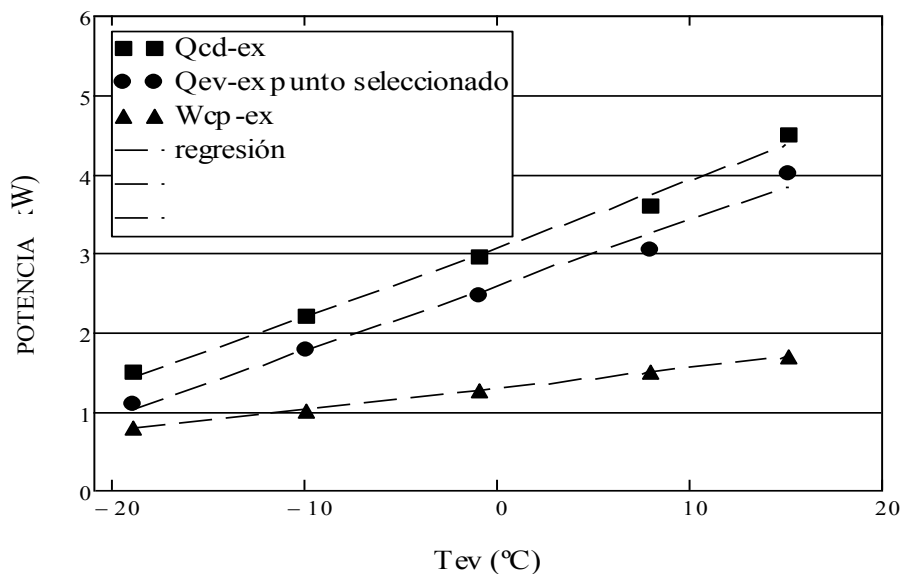
**Figura 4.22a** Temperaturas de operación (6/04/2010).



**Figura 4.22b** Escala izquierda: potencia eléctrica absorbida y térmica cedida.  
Escala derecha:  $COP$  (6/04/2010).

#### 4.6.3.5 Estacionales

Para poder extrapolar los resultados a toda la estación, en la figura 4.23 se representa un resumen de los parámetros de operación obtenidos experimentalmente (tabla 4.4). Cada punto corresponde a uno de los puntos de funcionamiento seleccionados en los días característicos. Si las condiciones exteriores son malas, con temperatura exterior próxima a 0 °C, sin radiación solar, con poco viento y con una capa de nieve de algunos centímetros en el colector,  $W_{cp-ex} = 0.78$  kW (potencia eléctrica experimental sin incluir el consumo de la bomba),  $Q_{cd-ex} = 1.5$  kW y  $Q_{ev-ex} = 1.1$  kW. Cuando las condiciones exteriores mejoran, por ejemplo, si la temperatura exterior es de 16 °C, la radiación solar es alta y la velocidad del viento es baja, se obtiene:  $W_{cp-ex} = 1.7$  kW,  $Q_{cd-ex} = 4.5$  kW y  $Q_{ev-ex} = 4$  kW.



**Figura 4.23** Puntos de trabajo experimentales seleccionados.

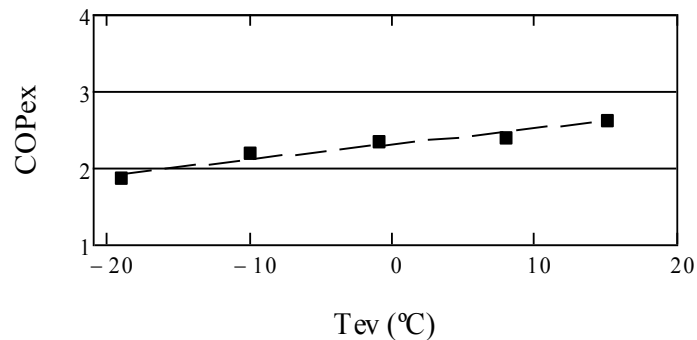
**Tabla 4.4** Datos experimentales de las horas seleccionadas.

día	hora	$T_{out}$ (°C)	$R_g$ (kW/m <sup>2</sup> )	$V_w$ (m/s)	$T_{ev-ex}$ (°C)	$T_{cd-ex}$ (°C)	$Q_{cd-ex}$ (kW)	$W_{cp-ex}$ (kW)	$COP_{ex}$
11/01/2010	5:00	-1	0	0	-18.5	32	1.5	0.8	1.9
14/03/2010	1:30	9	0	1	-10	40	2.2	1	2.2
14/01/2010	9:00	7	0.71	2	-1	45	2.9	1.3	2.3
26/01/2010	12:00	6	0.98	4	8	50	3.6	1.5	2.4
14/03/2010	10:30	9	1	4	16	59	4.5	1.7	2.7

Si se extiende el análisis de la demanda (tabla 4.3), y de la potencia cedida para la calefacción del local a toda la estación, puede decirse que la DXSAHP la cubre, salvo condiciones climáticas extraordinariamente adversas, como días con nieve.

Finalmente, en la figura 4.24 se representa para los mismos días el  $COP_{ex}$  de acuerdo a la ecuación (3.8). Varía entre 1.9 para condiciones que aportan mínimo calor al colector y 2.7 para condiciones exteriores que aportan máximo calor.

Se puede comprobar en las figuras 4.23 y 4.24 que la máquina tiene un comportamiento muy lineal respecto a la temperatura de evaporación.



**Figura 4.24**  $COP$  experimental.

#### 4.6.4 Cálculo de incertidumbre

Los parámetros de funcionamiento del equipo incluyen los errores debidos a la precisión de los sensores (tabla 4.5), así como a la propagación de errores generados por combinación de las variables indirectas que ajustan los distintos parámetros de funcionamiento (tabla 4.6). Siguiendo el método de Klein y McClintock (1953), se han obtenido los límites de error representados en las tablas 4.4 y 4.5.



**Tabla 4.5** Error de precisión en los sensores

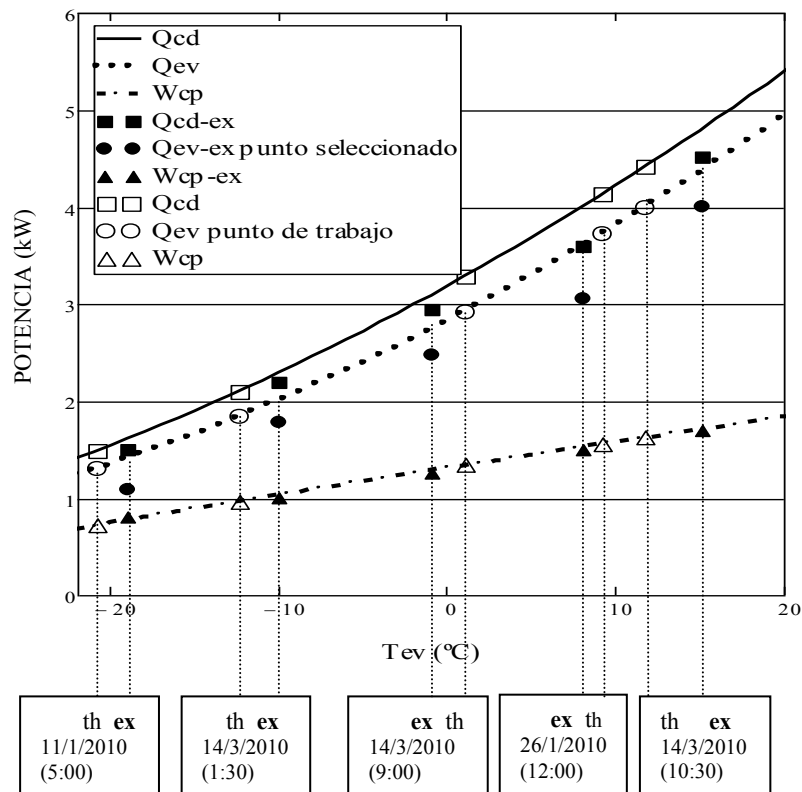
Sensor	Error
Termorresistencia	$\pm 0.1 \text{ K}$
Caudalímetro	$\pm 0.5\% - 3\%$
Captador de presión	$\pm 0.25\%$
Vatímetro	$\pm 0.2\%$
Anemómetro	$\pm 0.5\%$
Piranómetro	$\pm 0.2\%$
Sistema de adquisición de datos	$\pm 0.05\%$

**Tabla 4.6** Incertidumbres

Parámetros de operación	Error
$Q_{ev}$	$\pm 4.9\%$
$Q_{cd}$	$\pm 4.9\%$
$COP$	$\pm 4.1\%$

#### 4.7 Comparación con los resultados del modelo

En la figura 4.25, se representan los valores teóricos obtenidos (puntos blancos) como se explicó en el capítulo 3 (apartado 5.2). La comparación se ha realizado a partir de los cinco puntos seleccionados, obtenidos de las figuras 4.18, 4.19 y 4.21. La tabla 4.4 muestra las condiciones exteriores en las que se ha evaluado el calor absorbido por los colectores, y los parámetros de operación experimentales del equipo. Estos valores experimentales, que se corresponden con los teóricos anteriores, se han representado con puntos negros en la misma figura 4.25.

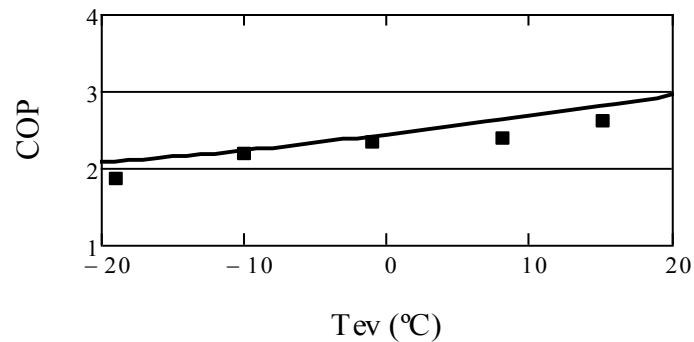


**Figura 4.25** Diagrama de puntos de trabajo teóricos y experimentales para días característicos.

Se puede observar en la figura 4.25 cómo la temperatura de evaporación que predice el modelo para cada una de las condiciones exteriores de los días seleccionados difiere en menos de 3 °C de la temperatura de evaporación obtenida experimentalmente (puntos blancos y negros, figura 4.25). De la misma forma, los parámetros de funcionamiento,  $Q_{cd}$ ,  $Q_{ev}$  y  $W_{cp}$ , que se han obtenido a partir de cada temperatura de evaporación teórica, tienen valores similares a los obtenidos experimentalmente, siendo la diferencia entre ambos inferior a un 20%.

Para completar el estudio comparativo, en la figura 4.26 se representa el  $COP$  teórico (figura 3.14), y el obtenido experimentalmente (figura 4.24). A partir de estas figuras y de las variables medioambientales del invierno de 2010, se puede determinar,

aproximadamente, un  $COP$  estacional de 2.2, siendo el  $COP$  durante las horas del día 2.3 y el  $COP$  durante la noche 2.1.



**Figura 4.26**  $COP$  teórico y experimental.

Esta validación experimental está publicada con el título: “Experimental validation of a theoretical model for a direct-expansion solar-assisted heat pump applied to heating” A. Moreno-Rodríguez et al. DOI:10.1016/j.energy. Energy; 2013.

#### 4.8 Conclusiones

Se ha validado experimentalmente un modelo matemático que permite conocer los parámetros de operación de una DXSAHP para la producción de calefacción. El prototipo ensayado está instalado en el Sur de Madrid, y las principales conclusiones desde el punto de vista experimental son las siguientes:

El sistema tiene una fuerte dependencia de las condiciones exteriores, especialmente cuando la radiación solar incide sobre los captadores. Los parámetros de funcionamiento responden instantáneamente a la radiación solar, la potencia del condensador aumenta y también la potencia absorbida por el compresor. A mediodía, el  $COP$  puede aumentar un 25%.

Para condiciones excepcionales, con colectores cubiertos de nieve, la temperatura de condensación alcanza los 32 °C, por lo que no se puede asegurar la temperatura de confort en la estancia, y es necesario un apoyo externo. El calor cedido por el condensador es 1.5 kW y el  $COP_{ex}$  es 1.9. En condiciones normales de trabajo el calor cedido puede llegar a 4.7 kW, con  $COP_{ex}$  2.7.

La temperatura de condensación se ha obtenido a partir de la temperatura interior y de un término de arrastre que relaciona la variación de la temperatura de condensación con la variación de la temperatura de evaporación. Para nuestra aplicación, el término de arrastre ha sido 0.8.

La superficie útil en la que se produce el cambio de estado, con la que se evalúa el rendimiento del colector, se ha obtenido a partir de imágenes termográficas. El rendimiento aumenta según lo hace la temperatura de evaporación y el calor absorbido por el colector. Para temperaturas de evaporación que varían entre -8 °C y 18 °C, la superficie útil varía entre el 50% y el 85% del total de la superficie, respectivamente.

Si las condiciones superaran el valor máximo de calor absorbido, el sistema se detiene y arranca en intervalos cortos de tiempo debido a que se sobrepasa la presión máxima de trabajo en la línea de alta presión.

Como última conclusión podemos decir que el modelo teórico-experimental se valida, tanto en las potencias intercambiadas como en las temperaturas de operación.

## 4.9 Bibliografía

ASHRAE. *ASHRAE handbook-fundamentals*. Atlanta: ASHRAE; 2009.

*Código Técnico de la Edificación*. Ministerio de Vivienda; 2006.

Danfoss. *Datasheet, technical data maneurop reciprocating compressor type*; 2008.

Klien JS, Mc Clintock FA. *Describing uncertainties in single-sample experiments*. ASME. Mechanical Engineering 3. 1953.

Moreno-Rodríguez A, García-Hernando N, González-Gil A, Izquierdo M. *Experimental validation of a theoretical model for a direct-expansion solar-assisted heat pump applied to heating*. DOI:10.1016/j.energy. Energy; 2013.

Moreno-Rodríguez A, González-Gil A, Izquierdo M, García-Hernando N. *Theoretical model and experimental validation of a direct-expansion solar assisted heat pump for domestic hot water applications*. Energy 45; 2012: 704-15).

Pizzetti C. *Acondicionamiento del aire y refrigeración. Teoría y cálculo de las instalaciones*. 2nd ed. Madrid: Bellisco; 1991.

*Reglamento de Instalaciones Térmicas en Edificios (RITE)*. Ministerio de Industria, Turismo y Comercio; 2007.

Staley D M, Bullard C W and Crawford R R. *Steady-State Performance of a Domestic Refrigerator/Freezer Using R12 and R134a*. Air Conditioning and Refrigeration Center University of Illinois, Mechanical & Industrial Engineering Dept; 1992.

UNE 100001, *Norma Española*. AEN/ CTN 100 AENOR (Asociación Española de Normalización y Certificación); 2001.



## Capítulo 5: ANÁLISIS EXPERIMENTAL APLICADO A ACS

### Contenido

---

- 5.1 Introducción
  - 5.2 Descripción del prototipo
  - 5.3 Demanda térmica
  - 5.4 Análisis de los resultados experimentales
  - 5.5 Comparación con los resultados del modelo
  - 5.6 Conclusiones
  - 5.7 Bibliografía
- 

*En este capítulo se estudia el comportamiento del sistema cuando trabaja aplicado a ACS. Se analizan experimentalmente los parámetros de operación, se determinan los límites mecánicos de funcionamiento y se valida el modelo teórico con los resultados experimentales.*

## 5.1 Introducción

En este capítulo se aborda otra aplicación típica de esta máquina. Por ser el sistema similar al anterior, se detallarán únicamente las diferencias con el sistema aplicado a calefacción. Aunque las figuras representan el funcionamiento del equipo para cualquier condición meteorológica, el modelo teórico (capítulo 3) se ha desarrollado y validado experimentalmente sólo para la temperatura de condensación que corresponde a la temperatura de consumo de ACS.

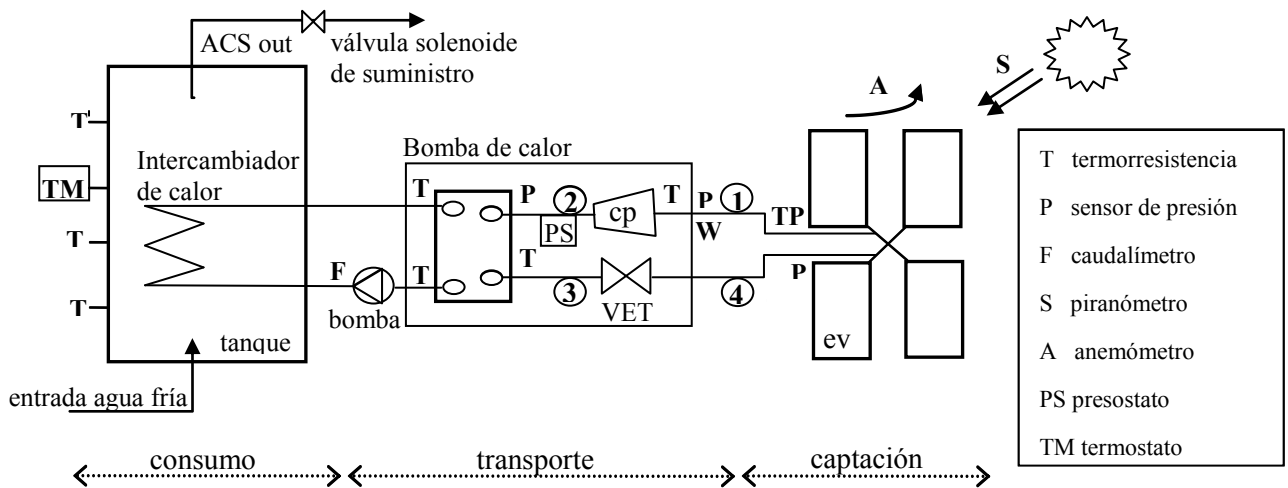
Esta validación experimental está publicada con el título: “Theoretical model and experimental validation of a direct-expansion solar assisted heat pump for domestic hot water applications” A. Moreno-Rodríguez et al. *Energy* 45; 2012: 704-15.

## 5.2 Descripción del prototipo

En la figura 5.1 se representa la instalación experimental. Como se detalló en el apartado 4.3, el sistema n.º 1 es el de captación térmica, con 4 colectores-evaporadores en los que se absorbe calor del exterior. En el sistema n.º 2 se transporta esta energía hasta el tanque acumulador de ACS y, por último, en el sistema n.º 3, de consumo de ACS, se vacía el tanque según el ciclo que se detallará en el apartado 5.3.

En esta instalación la bomba de agua del circuito secundario transporta el calor desde el condensador al tanque acumulador. Este tanque es cilíndrico, tiene una altura de 1.5 m, una capacidad de 300 l y en su interior la transferencia de calor se hace a través de un intercambiador de tubo en espiral. A lo largo de su generatriz tiene 4 sondas de temperatura para medir la estratificación. La más alta se encuentra a 25 cm de la tapa y en ella se mide  $T_t$ . Debajo de esta sonda, a 20 cm, se encuentra la sonda del termostato que arranca al compresor.

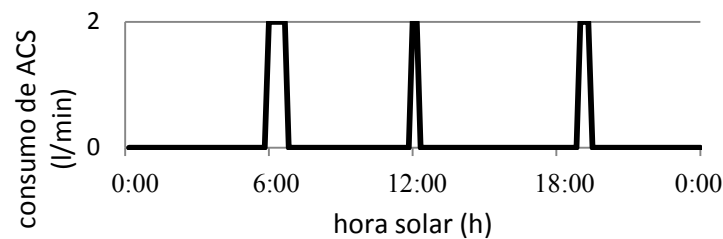




**Figura 5.1** Esquema básico de funcionamiento del sistema DXSAHP.

### 5.3 Demanda térmica

El consumo de ACS a lo largo del día es de 140 l (CTE, 2006), y se ha distribuido en tres puntas horarias. A partir de las 8:00, hora local, durante 40 minutos se consume el 60% del total de la demanda diaria; a partir de las 14:00, durante 10 minutos, el 15%; y, a partir de las 21:00, durante 20 minutos, el resto.



**Figura 5.2** Consumo de ACS.

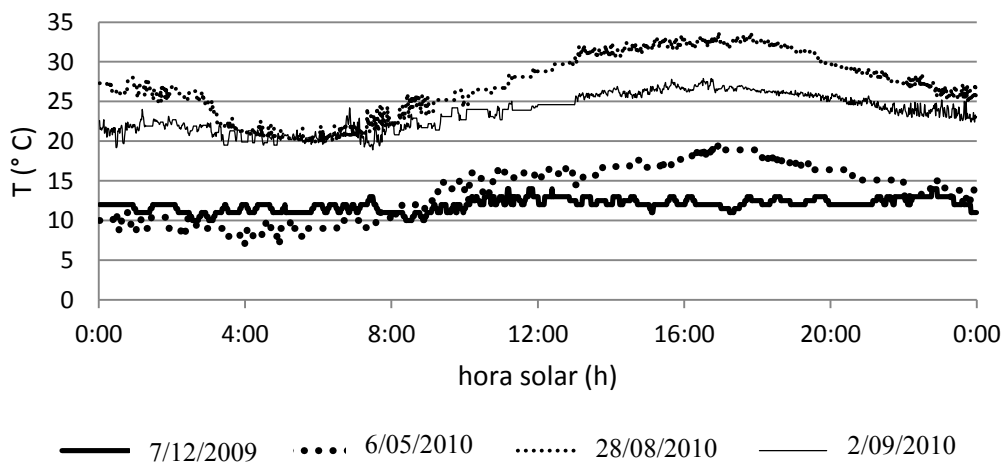
### 5.4 Análisis de los resultados experimentales

Se estudia en este apartado una selección de los ensayos realizados desde finales de 2009 hasta principios de 2011. Se han elegido varios días característicos para conocer el comportamiento del equipo en distintas condiciones exteriores. En las figuras 5.3, 5.4 y 5.5 se han representado la temperatura exterior de bulbo seco, la radiación solar global y

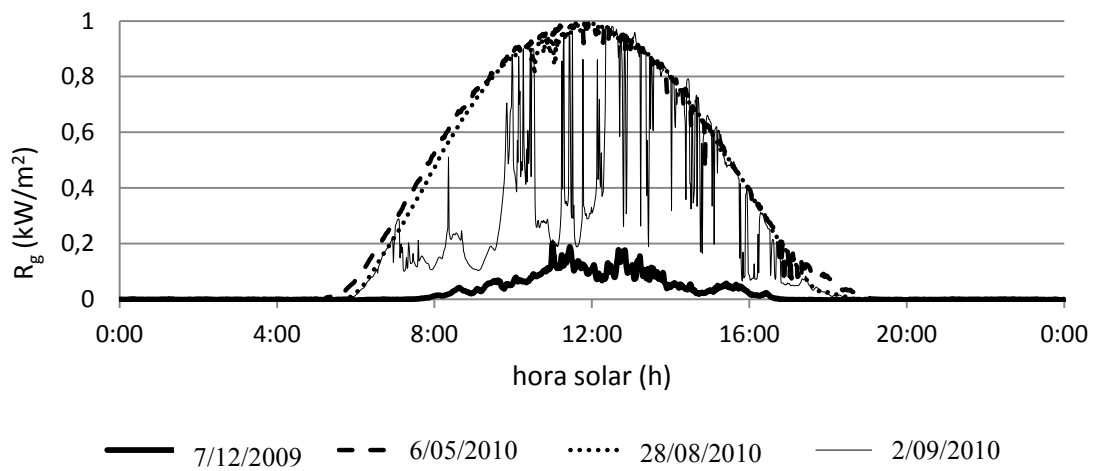
la velocidad del viento. En las figuras 5.6, 5.7, 5.8 y 5.9 se han representado las temperaturas de cambio de estado, las potencias intercambiadas y la eficiencia del equipo.

Además, en cada una de las figuras 5.6, 5.7 y 5.8 se ha seleccionado en el eje del tiempo un punto de trabajo. Este punto se utilizará en el apartado 5.5 para comparar sus temperaturas de operación y sus parámetros de funcionamiento con los obtenidos a partir del modelo teórico. De acuerdo con este modelo, se han tomado puntos en los que el agua del tanque de ACS se encuentra a 51 °C, que corresponde a una  $T_{cd}$  de 57 °C.

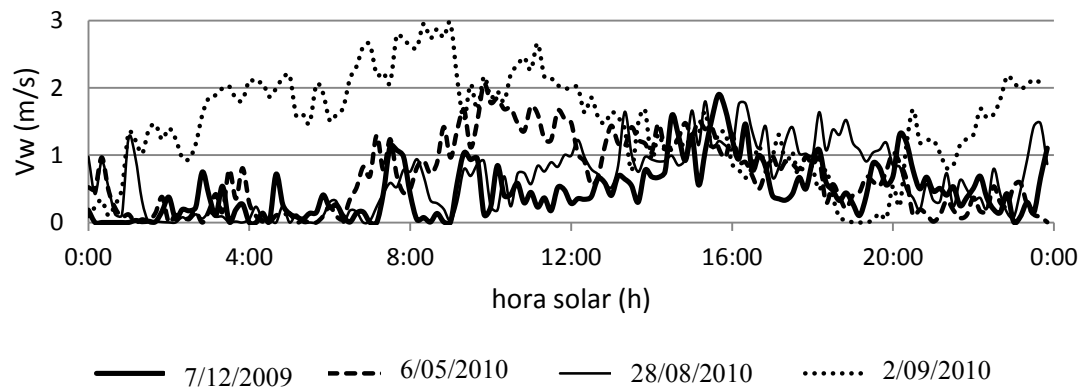
En todos los ensayos el incremento de temperatura por recalentamiento se ha mantenido entre 0 °C y 10 °C, también el incremento por subenfriamiento se ha mantenido cerca de los márgenes recomendados por los fabricantes, 5 °C. Danfoss (2008) recomienda valores de este orden. No obstante, al final del periodo de calentamiento de ACS, conforme  $T_t$  se eleva hasta 51 °C, la relación de compresión aumenta y el subenfriamiento se acerca a 0 °C.



**Figura 5.3** Temperatura exterior de bulbo seco.



**Figura 5.4** Radiación global.



**Figura 5.5** Velocidad del viento.

#### 5.4.1 *Día frío y poco soleado (7/12/2009)*

Las figuras 5.6a y 5.6b representan los parámetros de funcionamiento de un día con temperatura exterior de bulbo seco alrededor de 11 °C, baja radiación solar y con velocidad del viento casi nula.

En la figura 5.6a se puede comprobar que los periodos de funcionamiento del equipo no coinciden con los tiempos de consumo de ACS. También, que en todo momento la temperatura del tanque oscila alrededor de 50 °C, asegurando de esta forma la temperatura mínima del agua en el punto de consumo. Para entender la leve variación de  $T_t$ , 2 °C, se debe tener en cuenta que la sonda de temperatura del tanque ( $T_t$ ) está situada 25 cm por debajo de la tapa superior, a la misma altura que la salida del ACS, y que debido a la estratificación, el agua se almacena a una temperatura mayor de 51 °C en la parte más alta del depósito. Esta energía almacenada, compensa en parte la energía perdida en el tanque cuando se consume ACS. También se debe considerar que el flujo de entrada de agua fría de la red es bajo, como se indicó en el apartado 5.3, por lo que incluso durante el tiempo de consumo se mantiene la estratificación.

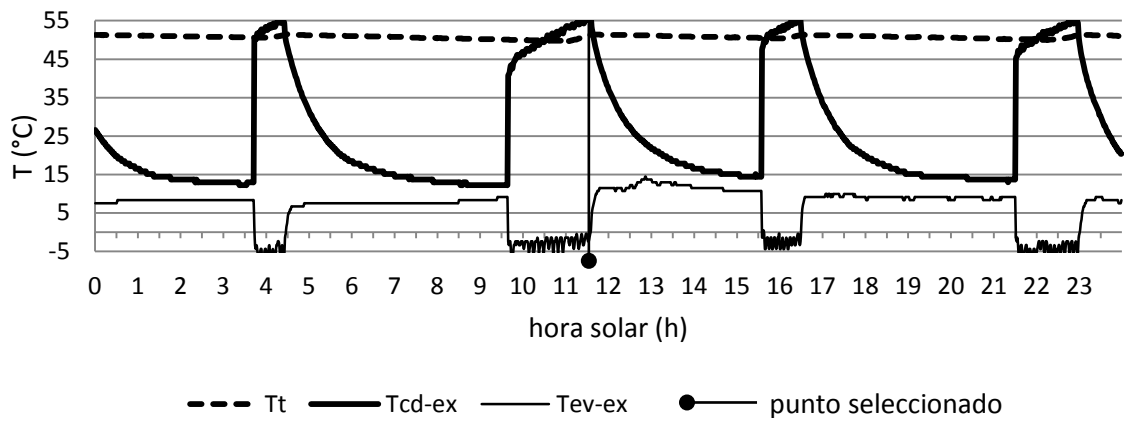
El equipo arranca periódicamente y se mantiene en funcionamiento durante el tiempo necesario para que la temperatura del tanque alcance 51°C. Este tiempo de funcionamiento depende del consumo de agua y de las condiciones ambientales de trabajo de cada periodo. Una vez que arranca la máquina,  $T_{cd-ex}$  se eleva rápidamente, y continua subiendo conforme sube  $T_t$  hasta que alcanza 58 °C. Cuando la máquina para,  $T_{ev-ex}$  y  $T_{cd-ex}$  tienden a igualarse entre sí y con  $T_{out}$ . Este comportamiento se mantiene en todos los periodos de trabajo. También se puede apreciar que en varias figuras las variables de funcionamiento tienen oscilaciones, esto es debido a que en algunas condiciones de trabajo la VET no regula de forma continua.

En la figura 5.6a se puede observar también que la temperatura de evaporación cae hasta -5 °C, siendo por tanto 16 °C inferior a la temperatura exterior. Y se puede apreciar una pequeña elevación de  $T_{ev-ex}$  en los periodos centrales del día, producida por un débil aumento de  $Q_{out}$  durante esas horas.

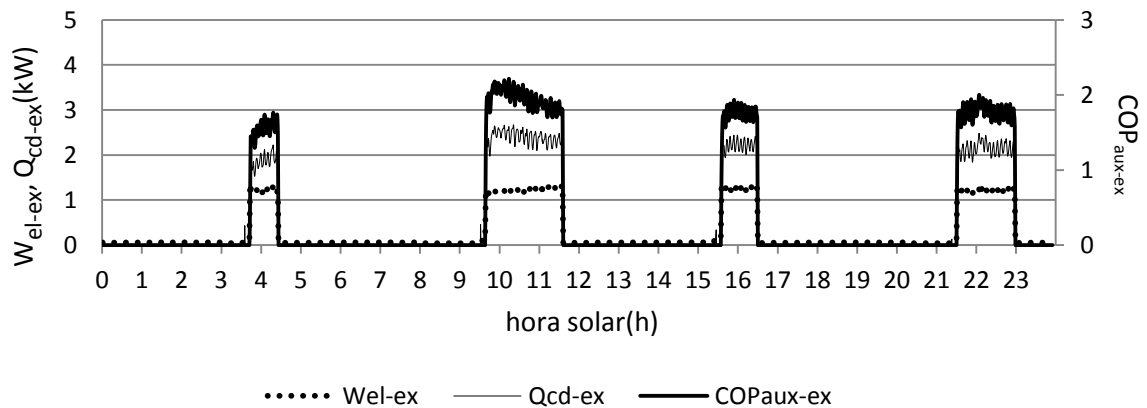
En la figura 5.6b se representa el  $COP_{aux-ex}$  de la instalación a partir del  $Q_{cd-ex}$  y de  $W_{el-ex}$ . Para todos los periodos de funcionamiento,  $Q_{cd-ex}$  oscila entre 1.7 kW y 2.7 kW, y  $W_{el-ex}$  se mantiene alrededor de 1.2 kW, valor que incluye el consumo de la bomba de recirculación del agua del circuito secundario. Como  $Q_{out}$  es muy constante a lo largo del día, el calor que cede el condensador también varía levemente.

Este día, con temperatura del agua fría de la red a la entrada del tanque alrededor de 10 °C, la energía que cede el agua del circuito secundario al tanque fue 7.5 kWh, energía suficiente para satisfacer la demanda (6.35 kWh), (CTE, 2006).

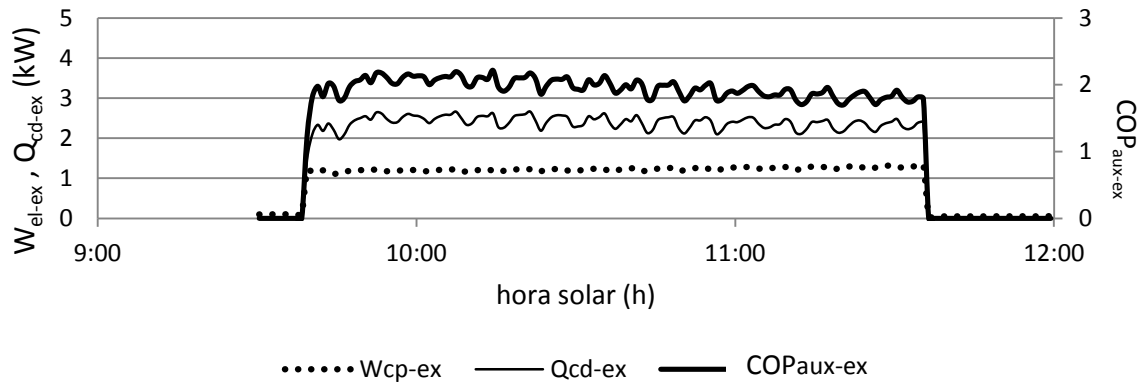
El punto de trabajo, que servirá para comparar en el apartado 5.5 la teoría y la experiencia, se ha fijado a las 11:30. Para ver mejor el comportamiento del equipo se ha representado en la figura 5.6c el segundo periodo de funcionamiento del día 7/12/2009. Vemos que la máquina arranca a las 9:45 y que se mantiene en funcionamiento hasta las 11:35, hora a la que el tanque alcanza 51 °C.



**Figura 5.6a** Temperaturas de operación experimentales (7/12/2009).



**Figura 5.6b** Escala izquierda: potencia eléctrica absorbida y térmica cedida. Escala derecha:  $COP$  (7/12/2009).



**Figura 5.6c** Detalle del periodo de operación, desde las 9:00 hasta las 12:00 (7/12/2009).

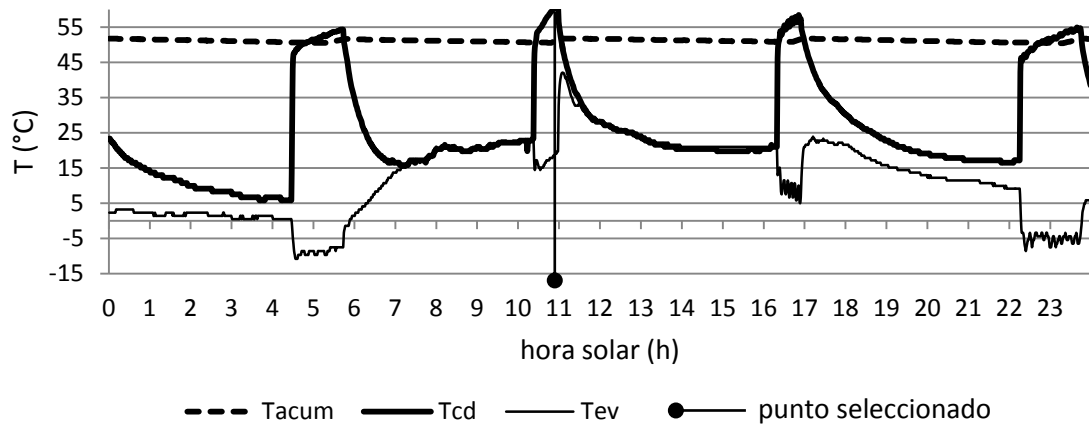
#### 5.4.2 Día templado y soleado (6/05/2010)

En este día la temperatura exterior alcanza 19 °C (figura 5.3). Debido al efecto de la radiación solar, el comportamiento del sistema difiere del día anterior. En la figura 5.7a se puede comprobar cómo en las horas centrales del día  $T_{ev-ex}$  supera a  $T_{out}$  en 4 °C; y en la figura 5.7b, cómo los periodos de operación son más cortos que en el día característico anterior, debido al aumento de la potencia térmica del condensador y a que la temperatura del suministro de agua es, también, mayor.

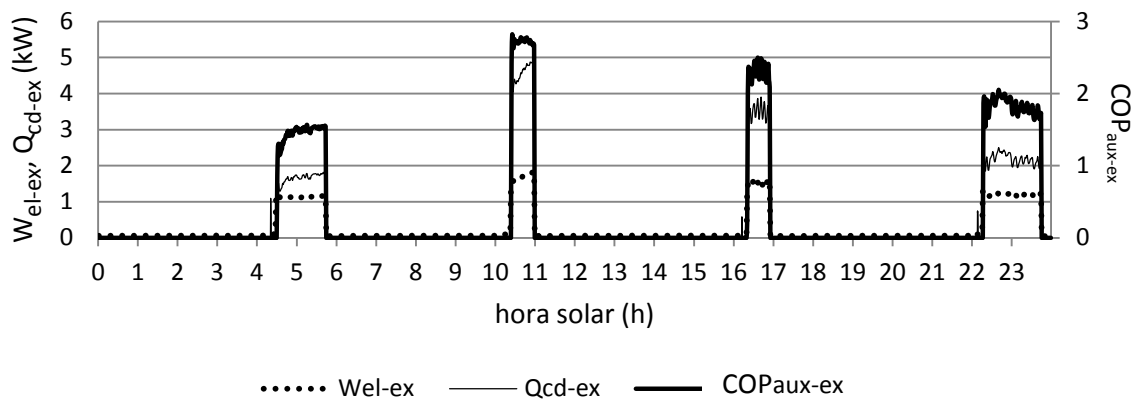
El punto de trabajo seleccionado en la figura 5.7a está marcado a las 10:55. A esta hora  $T_t$  es 51 °C, la radiación es máxima y  $V_w = 1.5$  m/s; y los parámetros de funcionamiento son  $Q_{cd-ex} = 4.4$  kW y  $W_{el-ex} = 1.77$  kW, alcanzando el  $COP_{aux-ex}$  un valor de 2.7 debido al aumento de la radiación solar incidente. En la figura 5.7c se puede ver en detalle el comportamiento en este periodo de operación. El mismo día, durante el último periodo de operación, nocturno, con valores similares de  $T_{out}$ ,  $V_w$  y  $T_t$ , el  $COP$  decrece hasta 1.8. Por ello se puede decir que la radiación solar puede llegar a incrementar hasta un 50% la eficiencia del equipo.

En el punto seleccionado, con  $T_{ev} = 18$  °C, el condensador alcanza el límite de seguridad fijado en el presostato de alta presión, 18 bar. Es, por tanto, la condición límite de

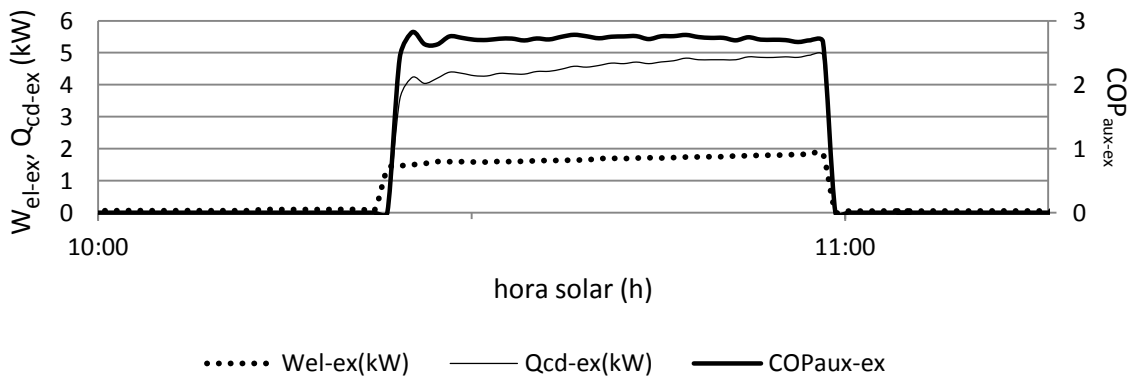
funcionamiento del equipo. En la figura 5.8 veremos un caso en el que valores de  $Q_{ev-ex}$  superiores provocan paradas y arranques intermitentes del equipo.



**Figura 5.7a** Temperaturas de operación experimentales (6/5/2010).



**Figura 5.7b** Escala izquierda: potencia eléctrica absorbida y térmica cedida.  
Escala derecha:  $COP$  (6/5/2010).

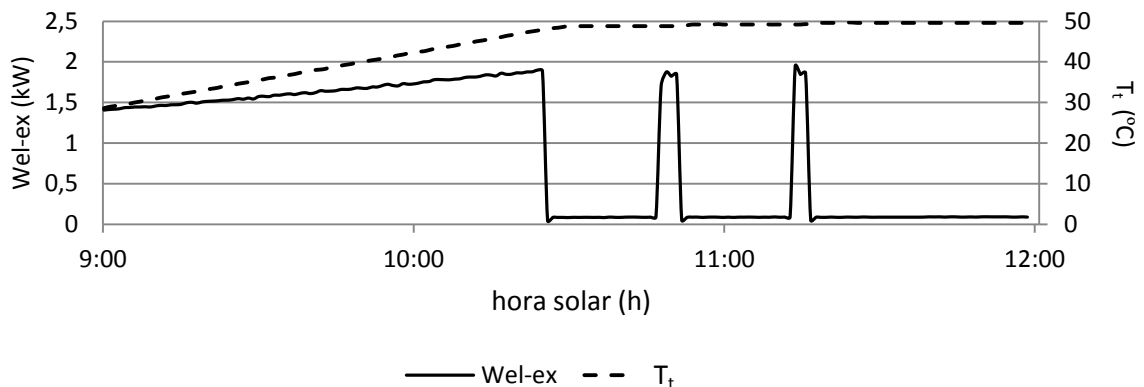


**Figura 5.7c** Detalle del periodo de operación, desde las 10:00 hasta las 11:30 del 6/05/2010.

En este día, siendo aproximadamente la temperatura de agua fría de entrada 14 °C, la energía cedida al tanque por el agua del circuito secundario fue 6.6 kWh y compensó, también, toda la demanda (5.8 kWh) (CTE, 2006).

#### 5.4.3 Día caluroso y soleado (28/08/2010)

Con temperaturas altas y máxima radiación (figura 5.8), el equipo alcanza los límites fijados en el presostato de alta. Se ha realizado un ensayo calentando agua en el tanque para conocer el funcionamiento del equipo en estas condiciones. Como se ve en la figura, a partir de las 10:30 el equipo se mantiene en funcionamiento en periodos muy cortos de tiempo, unos 10 minutos, lo que provoca un fuerte desgaste en el compresor. Por esta razón el funcionamiento en esta época del año debe ser nocturno, debiendo acumular ACS a 51 °C para asegurar la demanda durante el día (5.5 kWh), (CTE, 2006).



**Figura 5.8** Escala izquierda: potencia eléctrica absorbida.  
Escala derecha: temperatura del tanque (28/8/2010).

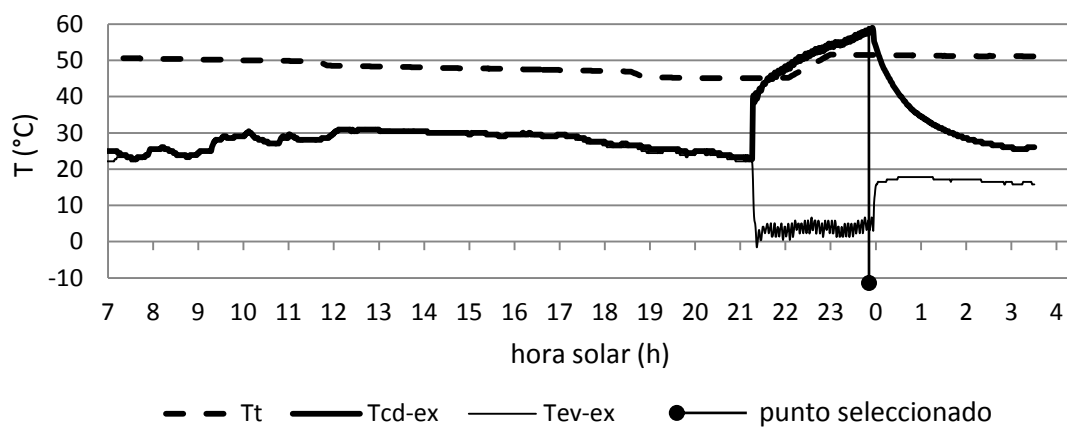
#### 5.4.4 Noche de verano (31/08/2010)

En la estación de verano el consumo del equipo es menor que en invierno y, como se puede ver en la figura 5.9a, el equipo empieza a calentar el agua a partir de  $T_t = 46$  °C (medida a 25 cm de la tapa superior del tanque), porque durante las horas diurnas

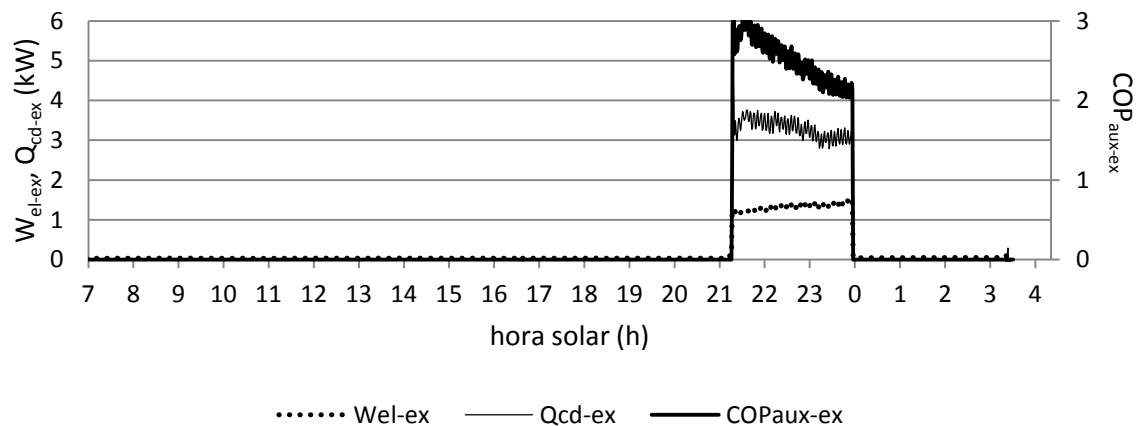


anteriores no se ha aportado energía al tanque. Se puede ver que, durante la noche, el condensador no alcanza la presión límite y cede calor al tanque sin realizar ninguna parada.

En una noche calurosa, con temperatura exterior por encima de 25 °C,  $V_w = 1$  m/s y estando el depósito acumulador a 51 °C, se ha seleccionado el punto de funcionamiento a las 23:55 (figura 5.9a).



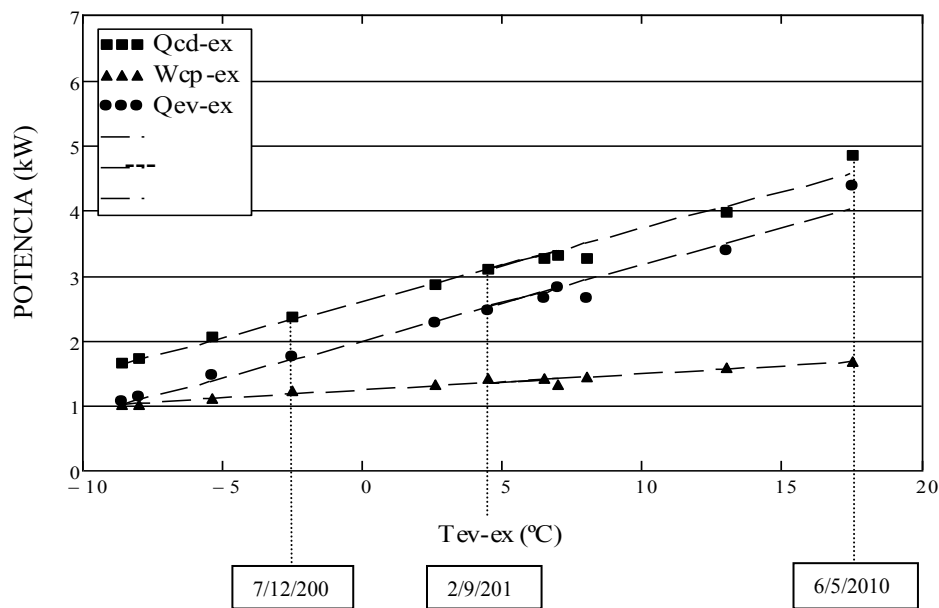
**Figura 5.9a** Temperaturas de operación experimentales (31/8/2010).



**Figura 5.9b** Escala izquierda: potencia eléctrica absorbida y térmica cedida. Escala derecha:  $COP$  (31/8/2010).

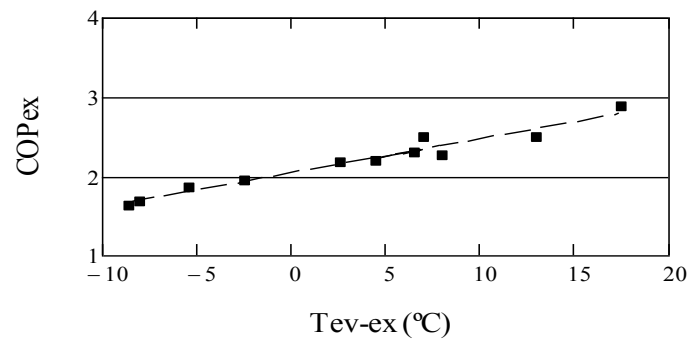
#### 5.4.5 De todo el año

Para completar el estudio de esta sección, en la figura 5.10 se muestran, en función de la temperatura de evaporación, los parámetros de operación de los 3 puntos anteriormente seleccionados, y de otros que cubren todas las temperaturas de evaporación posibles. Cuando las condiciones exteriores son mínimas, con temperatura exterior cercana a 0 °C, sin radiación solar y sin viento, con una capa de escarcha sobre los colectores, podemos ver que  $W_{cp-ex} = 1$  kW (potencia eléctrica que excluye el consumo de la bomba),  $Q_{cd-ex} = 1.7$  kW y  $Q_{ev-ex} = 1$  kW. Cuando las condiciones exteriores mejoran, por ejemplo si la temperatura exterior es 16 °C, la radiación solar es máxima y hay poco viento, entonces tenemos  $W_{cp-ex} = 1.7$  kW,  $Q_{cd-ex} = 4.9$  kW y  $Q_{ev-ex} = 4.4$  kW.



**Figura 5.10** Puntos de trabajo experimentales.

Finalmente, la figura 5.11 muestra cómo el  $COP$  experimental (ecuación 3.8) de todos los puntos seleccionados varía entre 1.7, con condiciones exteriores que aportan mínimo calor a los colectores, y 2.9, para condiciones que aportan máximo calor. Observando las figuras 5.10 y 5.11, se puede comprobar que el sistema tiene un comportamiento muy lineal respecto a la temperatura de evaporación.



**Figura 5.11**  $COP$  experimental.

Extendiendo el análisis a toda la demanda anual de ACS, alrededor de 2000 kWh, se puede decir que la DXSAHP cubre esta demanda completamente.

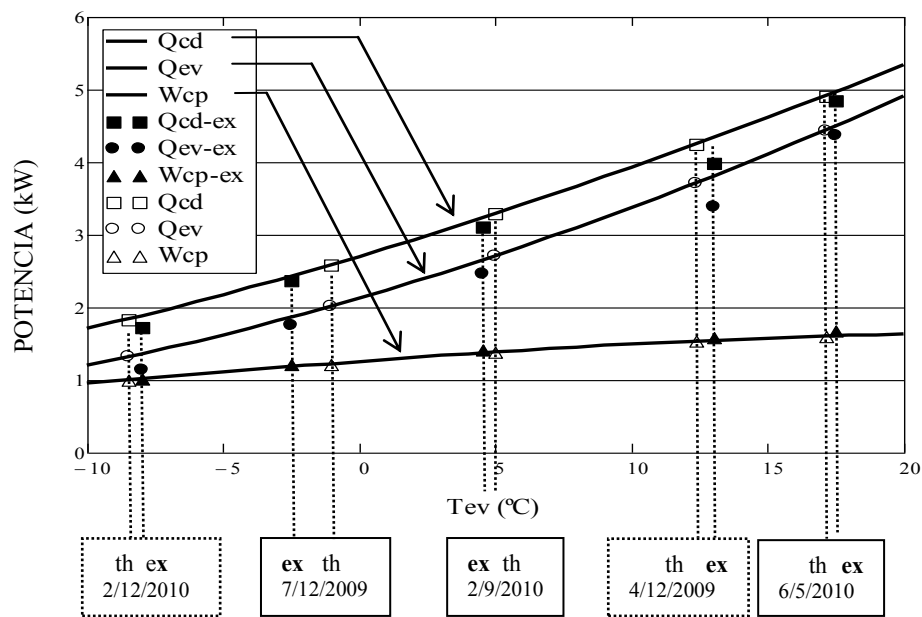
### 5.5 Comparación con los resultados del modelo

De acuerdo con las diferentes condiciones ambientales en las que opera la máquina se han comparado teórica y experimentalmente cinco puntos de trabajo para distintas temperaturas de evaporación (tabla 5.1). Tres de estos puntos están seleccionados en las figuras 5.6a, 5.7a y 5.9a. Todos se han tomado cuando la temperatura del tanque era de 51 °C. Como en la figura 3.10, se vuelve a dibujar la solución del modelo teórico y se aplica a estas condiciones de trabajo. El cruce de las respectivas  $Q_{out}$  con la  $Q_{ev}$  da la temperatura de evaporación teórica, y partir de estas temperaturas se pueden obtener los parámetros de funcionamiento teóricos de la máquina,  $W_{cp}$  y  $Q_{cd}$ .

**Tabla 5.1** Datos experimentales de días característicos.

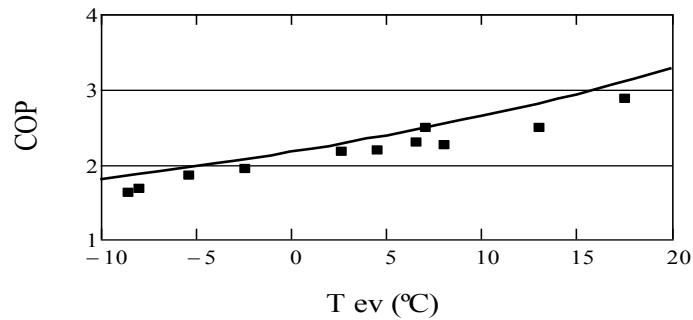
día	hora	$T_{out}$ (°C)	$R_g$ (kW/m <sup>2</sup> )	$V_w$ (m/s)	$T_{ev-ex}$ (°C)	$Q_{cd-ex}$ (kW)	$W_{cp-ex}$ (kW)	$COP_{ex}$
2/12/2010	17:00	6	0	0.1	-8	1.7	1	1.7
7/12/2009	11:30	14	0.17	0.3	-2.5	2.3	1.2	1.9
2/09/2010	23:55	27	0	0.1	4.5	3.1	1.4	2.2
4/12/2009	11:20	13	0.88	1	13.2	4	1.6	2.5
6/05/2010	10:55	16	1	1.5	18	4.9	1.7	2.9

En la figura 5.12 se han representado, con puntos blancos y negros, los valores teóricos y experimentales, respectivamente, de los parámetros de operación de los puntos seleccionados. Se debe tener en cuenta que a la potencia eléctrica experimental se le ha descontado el consumo de la bomba y, además, se ha estimado el rendimiento del intercambio de calor útil, incluido el condensador de placas.



**Figura 5.12** Puntos de trabajo teóricos y experimentales de los días característicos.

Para completar el estudio comparativo, en la figura 5.13 se muestra el  $COP$  teórico como se ve en la figura 3.11, y el  $COP$  experimental como se ve en la figura 5.11. A partir de estas figuras y de las variables ambientales, se ha obtenido un  $COP$  anual de, aproximadamente, 2.2.



**Figura 5.13** COP teórico y experimental.

## 5.6 Conclusiones

Se ha validado experimentalmente un modelo matemático que permite conocer los parámetros de operación de una DXSAHP para la producción de ACS, y las principales conclusiones desde el punto de vista experimental son las siguientes:

El sistema tiene una fuerte dependencia con las condiciones exteriores de trabajo, especialmente cuando la radiación incide sobre los colectores. Los parámetros de funcionamiento responden instantáneamente a la radiación solar, y la potencia térmica de condensación se eleva conforme lo hace, también, la potencia eléctrica absorbida por el compresor. A mediodía, el  $COP$  puede incrementarse hasta en un 50%.

Para condiciones exteriores que aportan un mínimo calor a los colectores, con temperaturas de evaporación de  $-8\text{ °C}$  y sin incluir los componentes auxiliares del equipo, el  $COP_{ex}$  obtenido es 1.7. Para condiciones exteriores que aportan un máximo calor a los colectores, con temperatura exterior de  $18\text{ °C}$ , el  $COP_{ex}$  obtenido es 2.9.

Si las condiciones exteriores exceden el máximo calor que los colectores pueden absorber, el sistema para y arranca en cortos intervalos de tiempo, porque la presión de condensación excede la presión máxima de trabajo. Por esta razón, otra importante conclusión es que el tanque debe estar dimensionado para poder almacenar energía durante las noches de verano, y poder satisfacer, así, la demanda durante las horas diurnas.

El equipo ensayado, que no utiliza tecnología de caudal variable en el compresor, ni en el circuito secundario de agua, es capaz de satisfacer la demanda durante todo el año en la zona climática donde se ha ubicado la máquina.

Como última conclusión se puede decir que el modelo teórico-experimental se ha validado, tanto en relación con las temperaturas de operación, como con los parámetros de funcionamiento.

## 5.7 Bibliografía

Danfoss. *Datasheet, technical data maneurop reciprocating compressor type*. 2008.

Ministerio de Vivienda. *Código Técnico de la Edificación*; 2006.

Moreno-Rodríguez A, González-Gil A, Izquierdo M, García-Hernando N. *Theoretical model and experimental validation of a direct-expansion solar assisted heat pump for domestic hot water applications*. Energy 45; 2012: 704-15.

**Capítulo 6: CONCLUSIONES**

Contenido	
6.1 Conclusiones (Conclusions)	
6.2 Contribuciones	
6.3 Trabajos futuros	

## 6.1 Conclusiones

Se ha desarrollado un modelo que permite determinar las características de funcionamiento de una DXSAHP aplicada a calefacción y ACS, y ha sido validado con los resultados experimentales de un prototipo instalado en el sur de Madrid.

Para una máquina frigorífica determinada, el modelo permite obtener la temperatura de evaporación a partir de la temperatura exterior, la radiación global y la velocidad del viento; y a partir de la temperatura de evaporación, las potencias intercambiadas por el equipo.

La superficie útil en la que se produce el cambio de estado, con la que se evalúa el rendimiento del colector, se ha obtenido a partir de imágenes termográficas. El rendimiento aumenta según lo hace la temperatura de evaporación y el calor absorbido por el colector.

La temperatura de condensación en el modelo aplicado a calefacción se ha obtenido a partir de la temperatura interior y de un término de arrastre que relaciona la variación de la temperatura de condensación con la variación de la temperatura de evaporación. Para nuestra aplicación, el término de arrastre ha sido 0.8.

- Para aplicaciones de calefacción, el *COP* teórico puede variar entre 2.1, con temperatura de evaporación de -20 °C y temperatura de condensación de 30 °C, y *COP*= 2.9, con temperatura de evaporación de 20 °C y temperatura de condensación 60 °C.
- Para aplicaciones de ACS, el *COP* teórico puede variar entre 1.7 y 3.3, para temperaturas de evaporación entre -15 °C y 20 °C, respectivamente, siendo la temperatura de condensación de 57 °C.



Las principales conclusiones desde el punto de vista experimental son las siguientes:

El sistema tiene una fuerte dependencia de las condiciones exteriores, especialmente cuando la radiación solar incide sobre los captadores. Los parámetros de funcionamiento responden instantáneamente a la radiación solar; aumentan tanto la potencia del condensador, como la potencia absorbida por el compresor. A mediodía, el  $COP_{ex}$  puede aumentar un 25% en aplicaciones de calefacción, o un 50% en aplicaciones de ACS (según condiciones de ensayo).

- En aplicaciones de calefacción:

Para condiciones ambiente excepcionales, con los colectores cubiertos de nieve, la temperatura de condensación alcanza 32 °C y el  $COP_{ex}$  es 1.9. En estas condiciones es posible que no se pueda asegurar la temperatura de confort en la estancia, y es necesario un apoyo externo. En condiciones normales de trabajo el  $COP_{ex}$  puede alcanzar 2.7.

Si las condiciones exteriores superaran el valor máximo de calor que pueden absorber los colectores, el sistema para y arranca en intervalos cortos de tiempo, debido a que se sobrepasa la presión máxima de trabajo en la línea de alta presión.

- En aplicaciones de ACS:

Para condiciones exteriores que aportan un mínimo calor a los colectores, con temperaturas de evaporación de -8 °C y sin incluir los componentes auxiliares del equipo, el  $COP_{ex}$  obtenido es 1.7. Para condiciones exteriores que aportan un máximo calor a los colectores, con temperatura exterior de 18 °C, el  $COP_{ex}$  obtenido es 2.9.

Si las condiciones exteriores exceden el máximo calor que los colectores pueden absorber, el sistema para y arranca en cortos intervalos de tiempo, porque la presión de condensación excede la presión máxima de trabajo. Por esta razón, otra importante conclusión es que el tanque debe estar dimensionado para poder almacenar energía

durante las noches de verano, y poder satisfacer, así, la demanda durante las horas diurnas.

El equipo ensayado es capaz de satisfacer la demanda durante todo el año en la zona climática donde se ha ubicado la máquina.

Como última conclusión, se puede decir que el modelo se ha validado experimentalmente con diferencias, entre los valores teóricos y experimentales de las temperaturas de operación y de los parámetros de funcionamiento, de menos de un 20%.

## Conclusions

A mathematical model to determine the operating characteristics of a DXSAHP for DHW production and heating has been developed, and it has been validated with the experimental results from a prototype installed in southern Madrid.

The model allows one to obtain, from the outdoor temperature, the global radiation and the wind speed, and for a given cooling machine, the evaporation temperature and the power exchanged by the equipment.

The useful surface where the state change occurs, in which the efficiency of the collector is evaluated, was obtained from thermographic images. The efficiency increases as the evaporation temperature and the heat absorbed by the collector increases.

In heating applications, the theoretical condensation temperature is obtained from the indoor temperature and a dragging term, which relates the variation of the condensing temperature with the variation of the evaporation temperature. For this application, the dragging term is 0.8.

- In heating applications, the *COP* can vary between 2.1 and 2.9, with an evaporation temperature of -20 °C and a condensing temperature of 30 °C and with an evaporation temperature of 20 °C and a condensing temperature of 60 °C, respectively.
- In DHW applications, the theoretical *COP* can vary between 1.7 and 3.3, and the evaporation temperature varies between -15 °C and 20 °C. The maximum condensation temperature is 57 °C.

From an experimental point of view:

The system depends strongly on outdoor conditions, especially when the solar radiation falls on the collectors. The operating parameters respond instantly to the solar radiation, and the power of the condenser increases as well as the power absorbed by the compressor. At noon, the  $COP_{ex}$  may increase up to 25% in heating applications, or up to 50% in DHW applications (under experimental conditions).

- In heating applications:

In exceptional conditions, with collectors covered with snow, the experimental condensing temperature reaches 32 °C and the  $COP_{ex}$  is 1.9. Under these conditions, it is possible that thermal demand cannot be covered, and the machine would need a backup electric resistance to ensure a comfortable indoor temperature. In normal operating conditions, the  $COP_{ex}$  reach 2.7.

If the thermal load that the collector absorbs increases, the machine stops and starts in a very short period of time because the condenser pressure reaches the limit calibrated in the high pressure line.

- In DHW applications:

When the external conditions provide minimum heating to the collector array, with an evaporation temperature of 8 °C and not including auxiliary components, the  $COP_{ex}$  obtained is 1.7. For outdoor conditions that provide the maximum heating to the collectors, an evaporation temperature of 18 °C results in a  $COP_{ex}$  of 2.9.

If conditions exceed the maximum value of the absorbed heat, the system stops and starts at short time intervals because the condensing pressure exceeds the maximum working pressure. For this reason, another important conclusion is that the tank must be sized so it can store energy during the night of the hot season to be able to satisfy the demand during the daytime hours.

The tested equipment is able to cover the DHW demand throughout the year in the climatic zone where it is located.

The model is experimentally validated, with differences between the theoretical and experimental values of the power exchanged and the operating temperatures lower than 20%.

## 6.2 Contribuciones

Se ha desarrollado un modelo teórico y se ha validado experimentalmente.

Se ha modificado un prototipo inicial para que funcione según los parámetros de funcionamiento formulados por el modelo.

Para la zona climática donde se ha ubicado el equipo, se ha obtenido su eficiencia energética, teórica y experimental, y se han establecido sus límites mecánicos de funcionamiento según la aplicación.

## 6.3 Trabajos futuros

Mejorar la eficiencia del equipo.

Estudio del recalentamiento y del subenfriamiento, y su relación con el rendimiento del colector-evaporador.

Validación experimental del modelo variando la velocidad del viento.

Estudio del control de condensación utilizando caudal del circuito secundario variable o utilizando doble condensador.

Estudio de la condensación flotante con máquinas de caudal másico variable y de caudal volumétrico variable.

Simulación teórica según superficie y orientación de los colectores-evaporadores.

Modelar y validar la influencia de la humedad relativa en la eficiencia del equipo.

## **Capítulo 7: ANEXOS**

### Contenido

---

A.I. Instrumentación

A.II. Regulación del caudal de refrigerante

---

## ANEXO I. Instrumentación

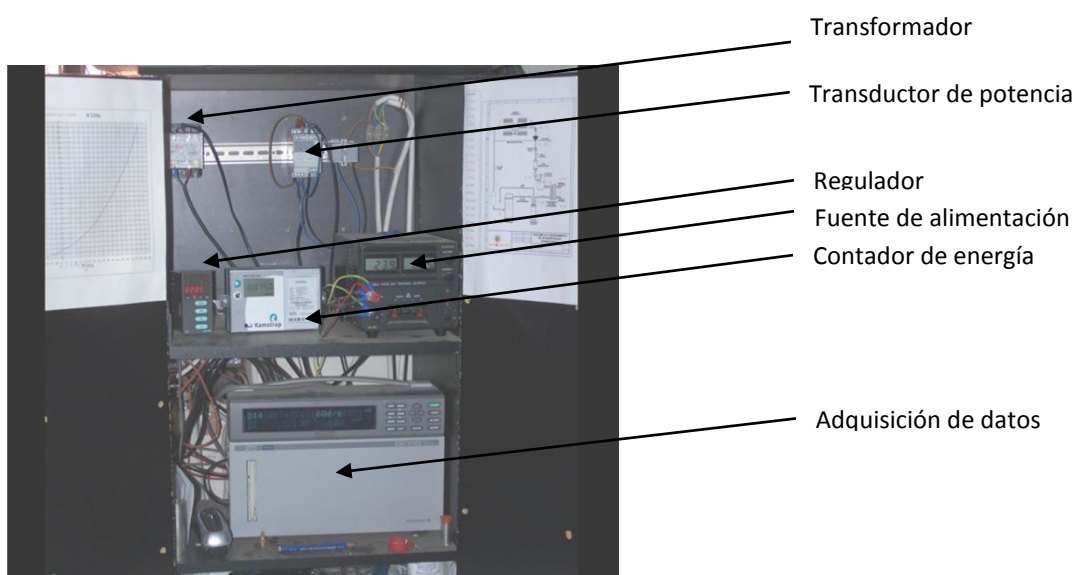
### AI.1 Equipo de adquisición de datos

La adquisición de datos se ha realizado con un equipo modelo Yocogawa (Darwin DC-100) de 30 canales en paralelo que reciben señales de tensión. Ha sido programado para hacer un escaneo cada 2 segundos y almacenar información cada minuto.

Entrada 0 V-5 V. Conversión de señal de entrada a intensidad (4 mA- 20 mA) con resistencia de 250  $\Omega$ .

Resolución A/D:  $\pm 20000$

Precisión: (0.05% de la lectura + 2 dígitos)



**Figura A1.** Monitorización.



## AI.2 Sondas de temperatura

Las diferentes temperaturas se han medido con termorresistencias PT-100. Para medir la temperatura del refrigerante se han utilizado sondas sin encapsulado metálico, y se han montado inmersas en la tubería de cobre (ver detalle en la figura A2). El extremo sensible se ha introducido en un tubo de cobre de diámetro 1/4', que a su vez está inmerso en el tubo por el que circula el refrigerante. Para evitar la pérdida de sección en el tubo de refrigerante se ha ensanchado el tramo que tiene la sonda.

Para medir las temperaturas del circuito de agua a la entrada y salida del condensador se han montado PT-100 con capsula metálica que miden por contacto.

También, para la medida de la temperatura del agua a la entrada y salida de las unidades fan-coil se han utilizado PT-100 con capsula metálica. En este caso han medido por inmersión, y el resultado de la medida se ha obtenido a través de un contador de energía que formaba parte de la monitorización del equipo.

Especificaciones:

Sensor de corriente: 0.2 mA

Rango: -200...200 °C

Precisión  $\leq 1$  K

Resolución: 0.05 K

Conexión a 3 hilos

Resistencia principal máx. 30  $\Omega$



**Figura A2.** Detalle de sonda de temperatura montada en el tubo.

### **AI.3 Caudalímetros de agua**

Se han montado dos caudalímetros ultrasónicos (figura A3) en el circuito secundario, uno en el circuito del condensador y otro en el circuito del evaporador. Un by-pass en el circuito permite hacer la misma medición dos veces, lo que permite verificar la bondad de la medida.

Especificaciones:

Impulsos ON ( $<0.5\text{ V}$ )  $> 0.5\text{ ms}$

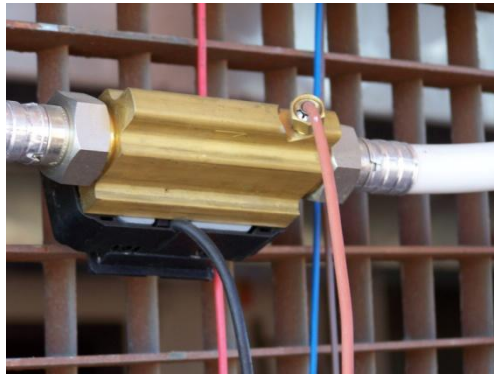
Impulsos OFF ( $<2\text{ V}$ )  $> 10\text{ ms}$

Frecuencia de impulsos  $<128\text{ Hz}$

Frecuencia de integración  $< 1\text{ Hz}$

Rango:  $0.6\dots3000\text{ m}^3/\text{h}$

Resistencia entrada  $> 100\text{ k}\Omega$



**Figura A3.** Caudalímetro ultrasónico.

#### **AI.4 Captadores de presión**

Sensores piezoeléctricos con señal 4-20 mA. Esta señal se ha convertido con resistencias calibradas de 250 $\Omega$ .

Rango de medida: 0 bar- 30 bar

Máxima presión de trabajo: 33 bar

Incertidumbre  $\pm$  error temperatura: 0.2 % FS

Resolución: 0.05% FS

Linealidad: 0.2% FS



**Figura A4.** Captador de presión.

**AI.5 Transductor de potencia**

Monofásico

Precisión:  $\pm 1$  % de la lectura de la potencia activa

**AI.6 Anemómetro**

La velocidad del viento se ha medido con un modelo: TSI Velocicalc 3855.

Rango de velocidad:                      Precisión:

---

0.15 m/s - 2.5 m/s	$\pm 0.01$ m/s
2.5 m/s - 10 m/s	$\pm 0.05$ m/s
10 m/s - 30 m/s	$\pm 0.25$ m/s
30 m/s - 50 m/s	$\pm 0.5$ m/s

**AI.7 Termostato**

El control de temperatura se ha realizado con el modelo digital AKO-1412, con sonda PT100.

Rango de temperatura: -50 °C a 150 °C.

Precisión del controlador:  $\pm 1$  °C

Tolerancia de la sonda a 25 °C:  $\pm 1.25$  °C

Temperatura ambiente de trabajo: 5 °C a 50 °C

Temperatura ambiente de almacenaje: -30 °C a 70 °C

## ANEXO II. Regulación del caudal de refrigerante

### Regulación del caudal de refrigerante con VET

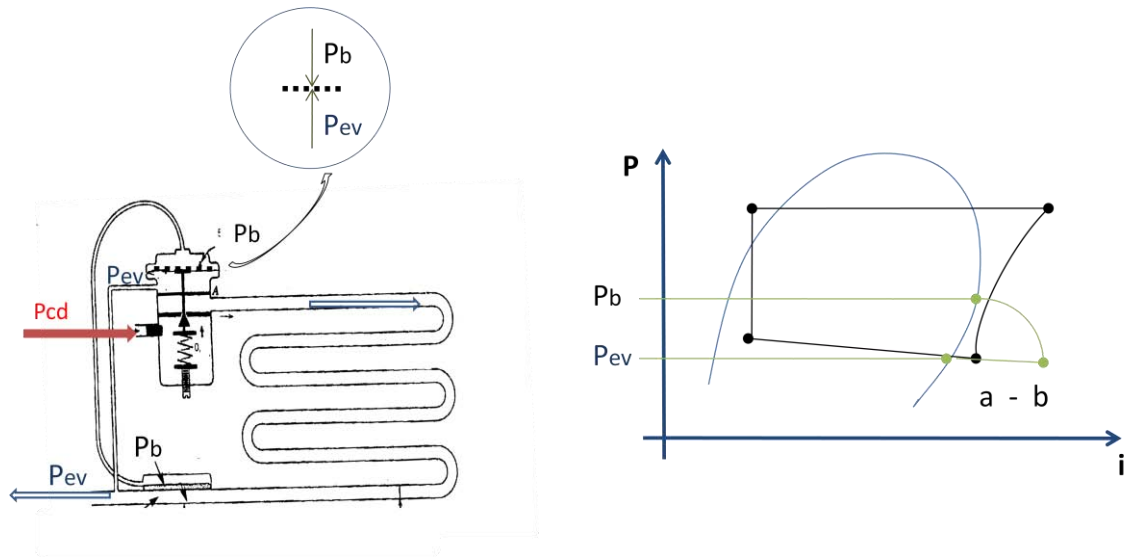
El recalentamiento del vapor de refrigerante a la salida del evaporador es uno de los parámetros más significativos en esta tesis. La válvula de expansión termostática utiliza este parámetro para regular el caudal a su paso.

A continuación, se explica cómo regula mecánicamente una válvula de expansión termostática de igualación externa el caudal másico de refrigerante.

Cuando la carga térmica que absorbe el evaporador aumenta, el recalentamiento del vapor a su salida también lo hace (proceso a-b, figura A5) y la VET responde abriendo el orificio por el que se expande el refrigerante, que entra al evaporador. La apertura del orificio es mecánica y su actuación se produce por la presión de un fluido bifásico ( $P_b$ , presión del bulbo) que está en contacto con la salida del evaporador a la temperatura del vapor recalentado. Esta presión del bulbo trabaja a contrapresión con la presión que tiene el evaporador a su salida ( $P_{ev}$ ) (detalle de la figura A5). En resumen, mayor carga térmica absorbida por el evaporador, mayor recalentamiento, más presión en el bulbo y mayor apertura del orificio de la VET. Consecuentemente, mayor caudal de refrigerante circulando por el ciclo y mayor potencia térmica.

En el caso de utilizar una válvula de expansión termostática de igualación interna, la presión del bulbo trabaja a contrapresión con la presión del evaporador, esta vez a su entrada. Si las pérdidas de presión en el evaporador fueran superiores a 0.2 bar, este incremento de presión entre  $P_a$  y  $P_b$  podría no ser suficiente para que  $P_b > P_{ev}$  ( $P_{ev}$  a la entrada), por lo que no abriría el orificio y la válvula no sería operativa.

Cuando la pérdida de presión en el evaporador excede un cierto valor (0.2 bar), se monta una VET de igualación externa, como la que se representa en la figura A5.



**Figura A5** Esquema de una VET y equilibrio de presiones en el diagrama p-i.